

UNIVERSITE DE NANCY I

Numéro d'Enregistrement au CNRS : A. O. 8.279

THESE

présentée à l'Université de Nancy I pour obtenir

le grade de

DOCTEUR INGENIEUR

par

PATRICK MARTIN

Ingénieur ENSEM

"INFLUENCE DE L'USURE D'UN OUTIL DE TOUR

SUR LES VIBRATIONS ENTRETENUES EN COUPE"

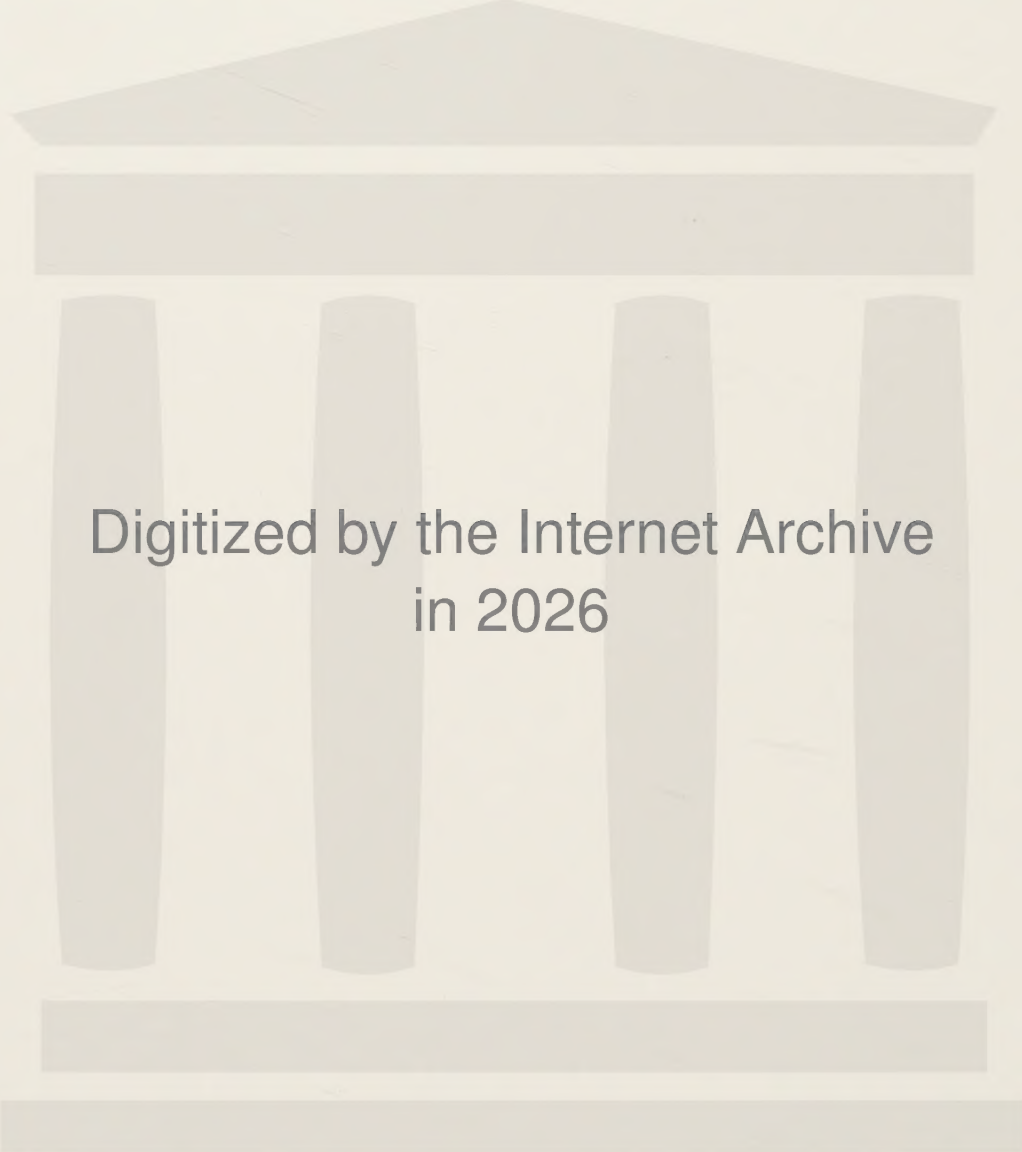
soutenue le 20 mars 1973 devant la Commission d'Examen.

Membres du Jury :

Monsieur
Messieurs

R. MAINARD
A. CHARLES
A. FRUHLING
J. LOMBARD
M. VERON

Président
Examineurs



Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41555419_0005

INFLUENCE DE L'USURE D'UN OUTIL DE TOUR

SUR LES VIBRATIONS ENTRETENUES EN COUPE

* AVANT-PROPOS *
*

Ce travail a été réalisé au Laboratoire d'Electricité et d'Automatique de l'Université de Nancy I et particulièrement dans le Cadre des activités de recherche du Centre Universitaire de Commande Numérique animé par Monsieur M. VERON dont l'assistance amicale a permis la réalisation de ce mémoire.

Nous exprimons toute notre gratitude à Monsieur le Professeur A. FRUHLING, Directeur du laboratoire, pour la bienveillance qu'il nous a toujours manifestée et l'aide efficace qu'il a apportée à l'exécution de ce travail.

Nous sommes reconnaissants à Monsieur le Professeur R. MAINARD, Directeur de l'I. U. T. , pour le soutien constant qu'il apporte au C. U. C. N. et qui nous fait l'honneur de présider notre jury.

Nous adressons nos vifs remerciements à Monsieur le Professeur A. CHARLES, Directeur du département Génie Mécanique de l'I. U. T. , pour sa contribution au développement du C. U. C. N. et qui a permis la réalisation des expériences.

Nous remercions tout aussi vivement Monsieur J. LOMBARD, Directeur du Centre d'Etudes et de Recherches de la Machine Outil, de la confiance dont il fait preuve en acceptant de siéger parmi le jury.

Nous n'oublierons pas les personnes de l'atelier de l'I. U. T. Génie Mécanique, et du groupe 'mesures physiques' de l'I. N. R. S. qui ont consacré une partie de leur temps au bon déroulement de nos mesures.

Nous remercions également Monsieur C. VIGNERON qui a exécuté les figures de ce mémoire et Mademoiselle J. BOGUET qui en a permis la présentation.

Nous savons gré à nos camarades et particulièrement du groupe commande numérique pour l'atmosphère amicale qu'ils ont contribué à faire régner au laboratoire.

* *
*

INFLUENCE DE L'USURE D'UN OUTIL DE TOUR
SUR LES VIBRATIONS ENTRETENUES EN COUPE

Table des Matières

INTRODUCTION

CHAPITRE I - Position du problème

I - La commande adaptative des machines outils

1. Intérêt
2. Principe
3. Systèmes proposés

II - Capteurs d'usure

1. Mesure de la température de coupe
2. Mesure des efforts de coupe
3. Mesure des vibrations
4. Capteurs directs d'usure

III - Direction du travail

CHAPITRE II - Résultats expérimentaux

I - Choix des variables d'action

II - Matériel utilisé

1. Tour
2. Outil
3. Matériau
4. Dispositif de mesure
5. Matériel de dépouillement

III - Mode opératoire

IV - Fréquence

1. Fréquence propre de l'outil
2. Fréquence des vibrations forcées en coupe
 - a - Influence des paramètres de coupe
 - b - Influence de la pièce

V - Amplitude

VI - Puissance

CHAPITRE III - Définition d'un modèle du système de coupe

I - Introduction

II - Efforts mis en jeu

III - Caractéristique dynamique de l'effort tangentiel

1. Forme générale
2. Description quantitative

IV - Action de l'effort de coupe sur l'outil

V - Talonnage

VI - Schéma équivalent du système

CHAPITRE IV - Etude du modèle linéarisé

I - Principe

II - Equations linéarisées

III - Calcul des composantes de la force

IV - Intervention du talonnage

V - Pulsation

VI - Approximation pour la relation entre les amplitudes

VII - Conditions d'oscillations

1. Sans talonnage
2. Avec talonnage

VIII - Amplitude d'oscillations

1. Sans talonnage
2. Avec talonnage

IX - Puissance - Comparaison avec l'expérience

CONCLUSION

BIBLIOGRAPHIE

ANNEXES

INTRODUCTION

Parmi les systèmes d'automatisation des moyens de production en fabrication mécanique, la commande numérique des machines outils s'est particulièrement développée ces dernières années. De plus est apparue la nécessité d'une automatisation plus complète par commande adaptative optimisant la coupe au cours de l'usinage, entre autres par rapport à l'usure de l'outil.

Cependant, les capteurs continus d'usure proposés actuellement ne sont pas exploités industriellement. Aussi avons-nous envisagé de relier les vibrations verticales d'un outil de tour à son usure en dépouille.

Ces oscillations sont un phénomène secondaire dans la coupe des métaux qui est régie par des processus complexes faisant intervenir de nombreux paramètres. Nous avons donc effectué d'abord une étude expérimentale qui a mis en évidence une variation linéaire de la puissance de vibrations avec l'usure. Ces relations nous ont conduit à proposer un modèle du processus d'entretien des vibrations dont les solutions expliquent les résultats expérimentaux.

CHAPITRE I POSITION DU PROBLEME

I - La commande adaptative des machines outils

1. Intérêt :

Le développement de la commande numérique a déjà permis l'augmentation de la productivité des machines outils en réduisant les temps d'attente, de positionnement, de manipulation et de contrôle. La durée de l'usinage est ainsi devenue une partie importante du temps total de fabrication et une optimisation des données de coupe s'impose afin de réduire davantage le coût de production. Les conditions technologiques : vitesses de coupe et d'avance, profondeur de passe, sont choisies par le programmeur selon son expérience personnelle ou à l'aide d'abaques déterminées à partir d'essais systématiques. Cependant ces valeurs sont évaluées pour un type moyen de matériau et d'outil, et en tenant compte des conditions les plus défavorables (surépaisseurs, hétérogénéité des matériaux, usure de l'outil...) qui peuvent être rencontrées. Le contrôle continu des conditions de coupe en cours d'usinage est donc nécessaire ; c'est le but de la commande adaptative.

2. Principe :

A partir de grandeurs captées directement pendant l'usinage, la commande adaptative contrôle à tout instant un ou plusieurs paramètres de coupe : avance, vitesse de coupe, profondeur de passe, de façon à réaliser la conduite optimale de l'usinage dans le cadre d'un critère donné (fig. I-1).

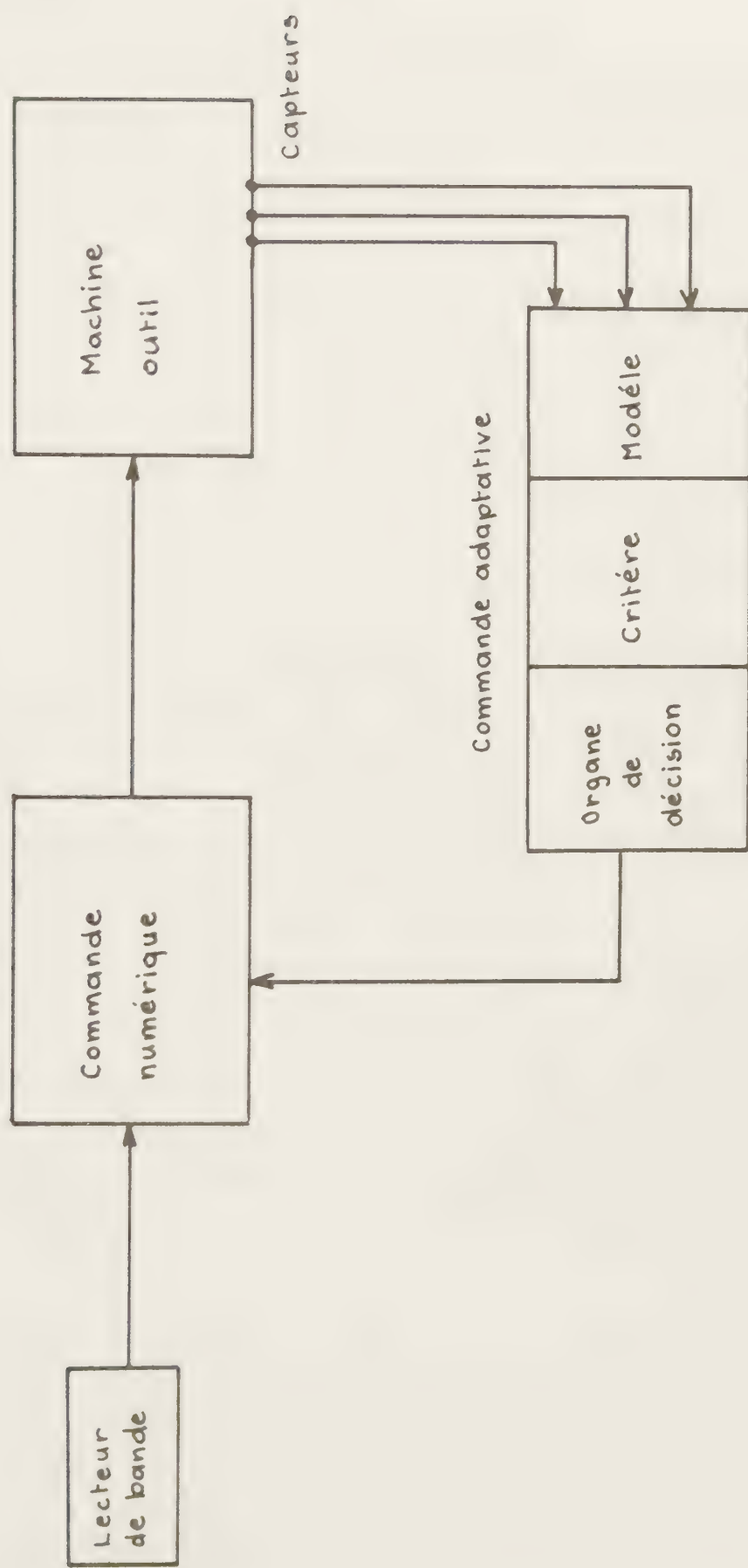


Fig 1-1 Principe d'une machine outil à commande numérique avec contrôleur adaptatif.

a) Grandeurs mesurables

Les grandeurs caractéristiques de l'état du processus doivent être déterminées en cours d'usinage dans une ambiance peu favorable : copeaux, liquide d'arrosage... Les plus significatives données par M. MAZOND (1) sont :

- les efforts statiques de coupe : effort principal et effort d'avance ;
- le couple sur la broche ;
- la température dans la zone de travail de l'outil ;
- la puissance dans le moteur de commande ;
- les vibrations.

b) Optimisation

Le critère choisi peut être le prix de revient par pièce, ou le temps de fabrication ou encore la qualité de la pièce, correspondant à la meilleure utilisation de la puissance de production de la machine ; il s'exprime par une relation mathématique à optimiser.

Dans tous les modèles proposés (2-3-4-5-6-7) apparaît inévitablement la durée de vie de l'outil. Il est donc essentiel de connaître l'usure en cours d'usinage, soit directement, soit en la reliant à une autre grandeur plus facilement mesurable. Plusieurs dispositifs ont été proposés mais à l'heure actuelle il n'y a pas de solution utilisable industriellement.

3. Systèmes proposés :

On peut remarquer que grâce à certaines relations (loi de TAYLOR généralisée par exemple) il est possible de déterminer à priori les valeurs moyennes des conditions de coupe par une optimisation globale étendue à la durée de vie de l'outil.

Certaines commandes adaptatives existantes (8-9) utilisent ce principe en maintenant de plus les paramètres de coupe et des grandeurs mesurées entre des valeurs limites. D'autres systèmes moins élaborés (10-11) asservissent simplement l'avance et la vitesse de coupe à une grandeur mesurée (effort, couple) qui doit conserver une valeur de consigne imposée, mais alors on ne peut pas vraiment parler de commande adaptative.

II - Capteurs d'usure

Une adaptation complète nécessite la connaissance de l'état d'usure de l'outil à tout instant au cours de l'usinage. Le capteur utilisé doit être utilisable en ambiance industrielle et délivrer un signal significatif variant suffisamment avec l'usure. Il est également souhaitable que les réglages ou essais préliminaires après un changement d'outil ou de matériau soient le plus réduits possible.

Les recherches ont pour la plupart été entreprises sur un tour où l'accès à l'outil et à l'arête tranchante est facile.

1. Mesure de la température de coupe :

Les nombreuses études expérimentales et théoriques (12-13-14) montrent que la durée de vie est fonction directe de la température de coupe.

La température moyenne à la pointe de l'outil est en général mesurée par la force électromotrice délivrée par le thermo-couple formé par l'outil et la pièce.

Cependant de tels détecteurs, très sujets à variation en fonction des matériaux usinés, ont en outre une grande constante de temps et introduisent des signaux parasites importants.

D'autre part, la relation directe entre la température et l'usure est mise en doute par J. C. MAZUR (14).

2. Mesure des efforts de coupe :

L'usure fait croître les composantes tangentielles et normales de l'effort de coupe (15-16) dont la variation reste cependant faible. D'autre part, la relation dépend d'autres facteurs tel que le type de matériau usuré, son manque d'homogénéité, les caractéristiques de l'outil ou les conditions de coupe.

3. Mesure des vibrations :

Un système de détection de destruction d'outil commandant un changeur automatique a été réalisé par WELLER, SCHRIER et WEICHBRODT (17) à l'aide d'accéléromètres placés sur la tourelle d'un tour.

D'après les auteurs un outil usé produit des vibrations de haute fréquence qui n'apparaissent pas avec un outil neuf. Dans ces conditions, on capte le signal vibratoire qu'on compare à une valeur limite significative de l'usure maximale admissible.

4. Capteurs directs d'usure :

Le capteur utilisé dans le contrôleur adaptatif mis au point à l'Université de Tokyo (9) comprend deux micromètres électriques venant toucher les parties usées et non usées de l'outil

en fin de passe, et dont la différence des signaux détermine l'usure. Cette méthode s'applique seulement lorsque le temps d'usinage d'une passe est très inférieur à la durée de vie de l'outil.

Un autre procédé à palpeur, mais utilisable au cours de la coupe, est proposé par TAKEYMA (18). Le détecteur solide du noyau d'un transformateur différentiel s'appuie sur la surface qui vient d'être usinée. Afin de réduire les imprécisions de ce système, l'auteur le complète par des capteurs de température et d'efforts mais l'intérêt du dispositif s'en trouve diminué.

De tels systèmes paraissent fragiles, peu précis et difficilement exploitables industriellement.

III - Direction du travail

Le but de ce travail a été d'étudier un type de capteur d'usure plus utilisable.

Dans ce sens, il nous a paru intéressant d'approfondir la relation entre les vibrations de l'outil et l'usure signalée par différents auteurs (17-19-20).

De plus la mesure des vibrations de l'outil de tour est simple et le matériel de mesure et de dépouillement classique.

Les vibrations transversales (dans le sens de l'avance) et les vibrations radiales respectivement responsables du broutage et de l'état de surface de la pièce usinée, ont été étudiées afin de les réduire (16-21-22-23). Nous avons examiné le comportement

des vibrations verticales (dans le sens de l'effort de coupe principal) d'un outil de tour en coupe normale, en fonction des paramètres de coupe et de l'usure. à l'aide des spectres d'amplitude et de puissance.

CHAPITRE II

RESULTATS EXPERIMENTAUX

I - Choix des variables d'action

Nous nous sommes limité à un seul type d'outil et à deux matériaux usinés. Les variables principales sont la vitesse de coupe V_c , l'avance s et l'état d'usure de l'outil déterminé par la hauteur u de l'usure en dépouille (fig. II-1) plus caractéristique, plus visible et plus facilement mesurable que l'usure en cratère. La profondeur de passe a est gardée constante.

Nous avons effectué une série d'expériences avec plusieurs longueurs de porte à faux d'outils. La position l_t de l'outil par rapport à une extrémité de la pièce en cours d'usinage est également notée (fig. II-2).

Le tableau II-1 précise les notations utilisées.

Notations Utilisées

Symbole	Définition	Unité
a	profondeur de passe	mm
s	avance par tour	mm/t
n	vitesse de rotation	t/mn
D	diamètre de la pièce	mn
V_c	vitesse de coupe $V_c = \pi \cdot D \cdot n$	m/mn
asV_c	débit de copeau	cm ³ /mn
F_T	effort de coupe tangentiel	N
F_N	effort de coupe normal	N
Q	effort de friction outil-copeau	N
ζ	angle de friction outil-copeau	degré
ϕ	angle de cisaillement	degré
R	effort de plongée	N
L	effort sur la face en dépouille	N
u	hauteur de l'usure en dépouille	mn
b	angle de pente d'affutage	degré
d	angle de tranchant	degré
k_i, K_i, h	constantes	

TABLEAU II-1

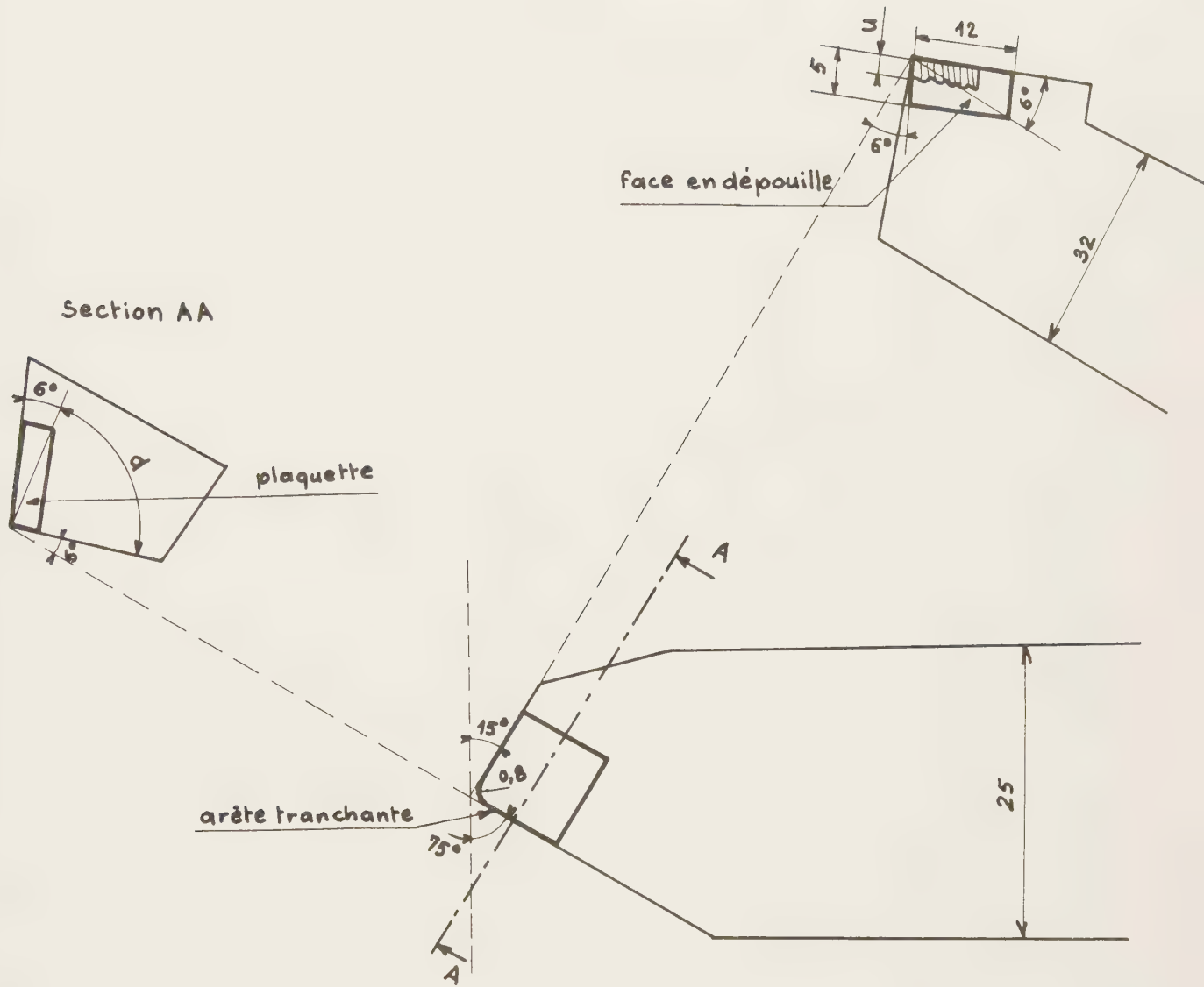


fig II - 1 Caractéristiques de l'outil utilisé

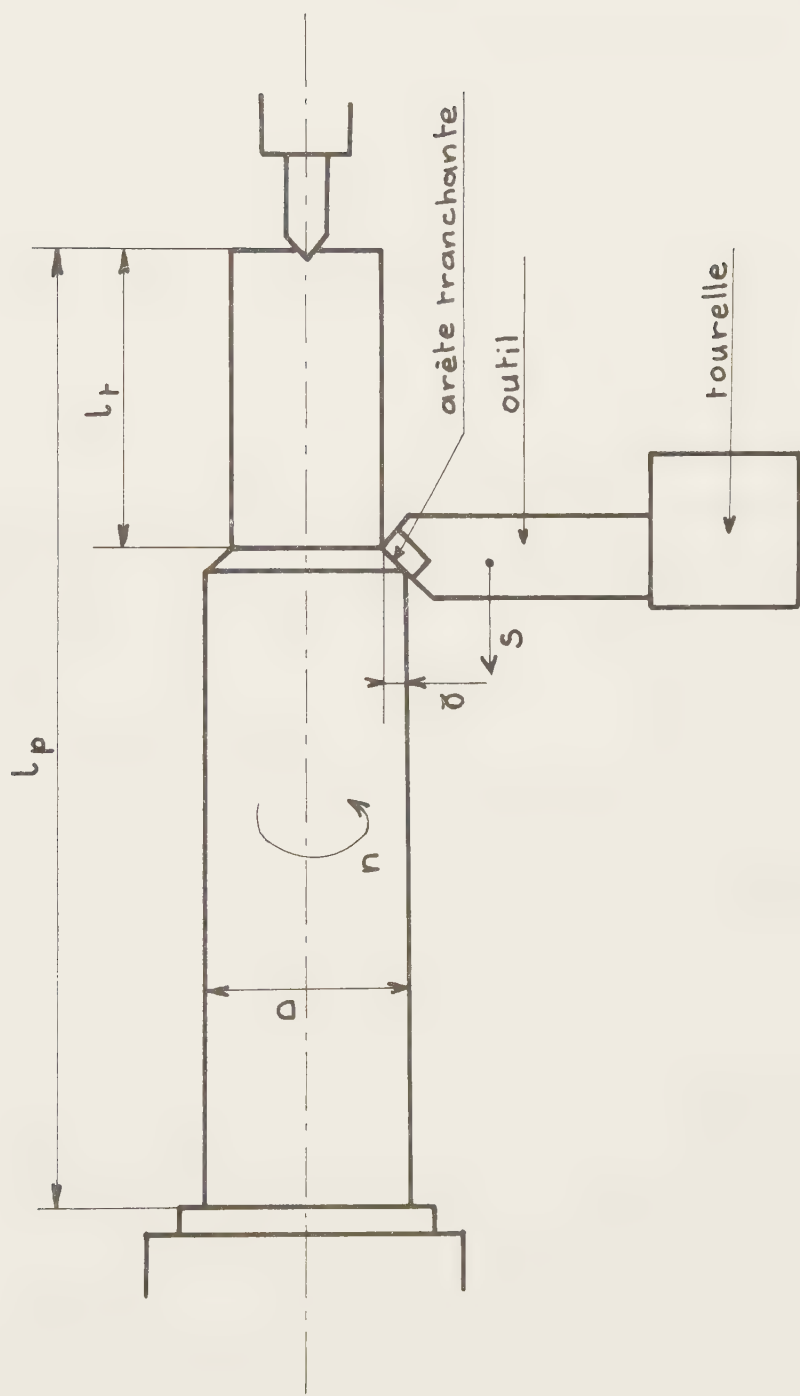


Fig II-2

II - Matériel utilisé

1. Tour :

Les manipulations ont été effectuées sur un tour parallèle Cazeneuve G 36 d'une puissance de 16 chevaux. Cette machine possède un bati très rigide, une puissance à la broche largement supérieure à la puissance de coupe demandée ; bien que relativement ancienne, elle est satisfaisante pour nos expériences.

2. Outil :

Des plaquettes carrées standard amovibles de carbure nuance P40 ont été utilisées, fixées mécaniquement sur un outil droit à chariotier. Les caractéristiques de l'outil sont présentées sur la figure II-1.

3. Matériau :

Les essais ont été effectués par l'usinage de barres de 900 mm de long et de 120 mm de diamètre en acier XC38 de dureté Brinell 187. Une deuxième série d'expérience a été faite avec un acier de dureté 160.

4. Dispositif de mesure :

Aujourd'hui les vibrations du type étudié sont captées à l'aide d'accéléramètres d'emploi plus facile, plus petits et de bande de fréquence plus large que les appareils de mesure de vitesse ou de déplacement. Nous avons donc utilisé un tel transducteur à compression piezo-électrique Brüel et Kjaer fixé par un aimant ou collé sur la surface supérieure de l'outil. La fixation par colle est de loin préférable à condition de trouver un produit résistant aux températures élevées de l'outil. L'aimant permet de régler facilement la position du capteur, mais risque de se déplacer accidentellement.

L'accéléromètre délivre une charge de $2,2 \text{ pC s}^2/\text{m}$ qu'un amplificateur convertit en tension.

La fréquence propre de 49 kHz du transducteur de vibrations et la fréquence propre de l'ordre de 20 kHz du système de fixation sont largement supérieures aux fréquences observées (2,5 kHz) et ne les perturbent pas.

Le signal obtenu est visualisé sur un oscilloscope et enregistré sur bande magnétique (figure II-3).

L'accéléromètre est fixé sur l'outil, le plus proche possible de l'arête tranchante donc de la source de vibrations. Il pèse 30 grammes et l'aimant 50. Leur masse étant faible vis-à-vis de l'outil et de la tourelle, leur présence ne modifie pas sensiblement le comportement vibratoire de l'ensemble et en particulier la fréquence propre.

5. Matériel de dépouillement :

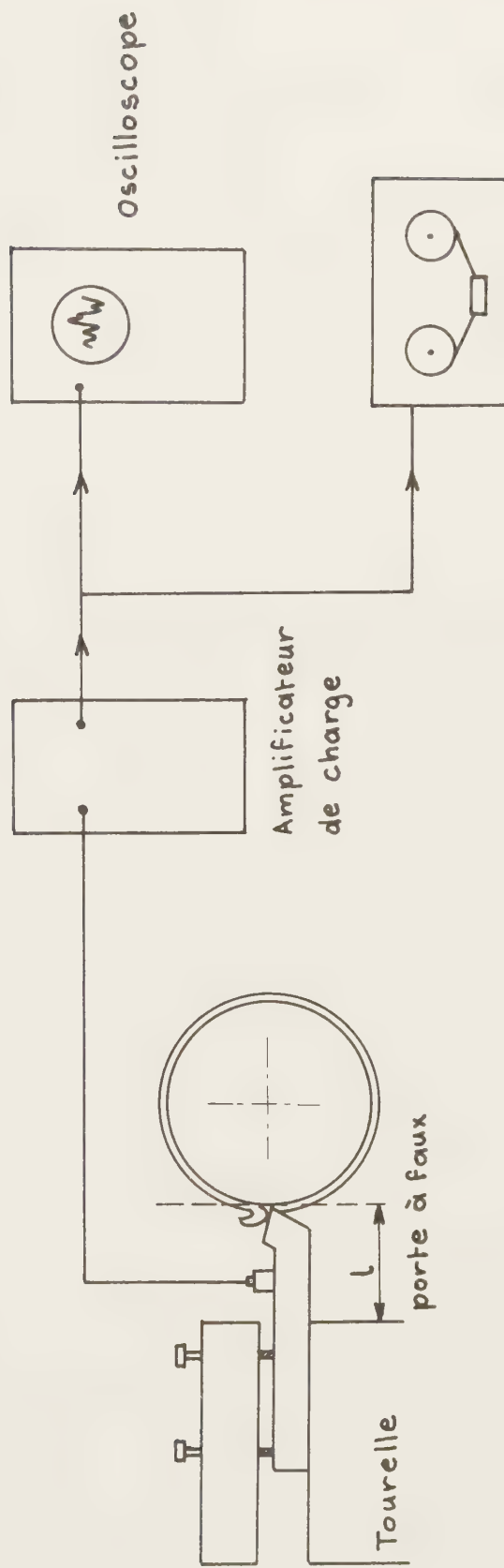
L'analyse spectrale du signal d'accélération a été effectuée sur des échantillons de quelques secondes et réalisée entre 0 et 5 kHz à l'aide de filtres de 10 Hz de bande passante par un analyseur Federal Scientific.

Par ailleurs nous avons mesuré la densité spectrale de puissance (P. S. D.)

$$W(f) = \lim_{B \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{BT} \int_0^T x_B^2(f, t) dt$$

Cette densité donne la part de la puissance moyenne du signal $x(t)$ contenue dans une bande de fréquence B infiniment étroite, centrée sur la fréquence f et dont on détermine la valeur moyenne sur un temps infiniment long. Par intégration, elle donne la puissance totale du processus :

$$P = \int_{-\infty}^{+\infty} W(f) df$$



Enregistreur magnétique

Fig II -3 Dispositif de mesure

Pour un signal sinusoïdal pur $A \sin \Omega t$, la densité spectrale et la puissance sont

$$W(\omega) = \frac{A^2}{2} (\delta(\omega + \Omega))$$

$$P = \frac{A^2}{2}$$

III - Mode opératoire

Nous avons effectué une centaine d'enregistrements de 30 secondes environ, correspondant à une opération de chariotage sans arrosage, à paramètres de coupe fixés et usure supposée constante. Les plaquettes étaient neuves ou déjà utilisées, l'usure étant mesurée. Le changement d'arête tranchante de la plaquette est rapide et ne provoque pas de déplacement de l'outil qui garde ainsi toujours la même position au cours d'une série de mesures. La valeur de chacun des paramètres de coupe a varié autour des valeurs conseillées par le constructeur de l'outil :

$$V_c = 125 \text{ m/mn}$$

$$s = 0,4 \text{ mm/t}$$

Ainsi s varie de 0,2 à 0,6 mm/t et avec $76 < V_c < 152 \text{ m/mn}$ nous sommes en dehors de la zone de formation d'une importante arête rapportée.

Pour chaque couple s, V_c , on utilise des outils préusés dont l'usure en dépouille varie de 0 à 0,8 mm (bien qu'en pratique l'état de surface et la tolérance sur la pièce ne permettent pas une usure aussi importante).

Un essai de coupe continu a également été entrepris afin de montrer la concordance de ses résultats, avec les essais intermittents précédents.

Les spectres de puissance et d'amplitude obtenus possèdent pour la plupart un pic très prononcé entre 2000 et 3000 Hz (cf. enregistrements en annexe).

Nous avons donc étudié la fréquence, l'amplitude et la densité spectrale correspondant à ce pic.

IV - Fréquences

1. Fréquence propre de l'outil :

Le signal d'accélération de l'outil obtenu en frappant l'extrémité libre de l'outil est d'environ 2500 Hz. Sa double intégration donne pour le coefficient d'amortissement $\xi = 0,1$.

L'outil assimilé à une poutre encastrée parfaitement à une extrémité, libre à l'autre a une fréquence propre donnée par la relation :

$$f = \frac{3,52}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho S}}$$

E module d'élasticité de la barre,

I moment d'inertie par rapport à la fibre neutre,

ρ masse volumique,

S surface de la section droite,

l longueur de la poutre.

Avec

$$S = 8,10^{-4} \text{ m}^2$$

$$I = 0,7.10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\ell = 57 \text{ mm}$$

et en prenant

$$E = 20\,000 \text{ daN/mm}^2$$

$$\rho = 7,8.10^3 \text{ kg/m}^3$$

on obtient $f = 7900 \text{ Hz}$, valeur bien supérieure aux fréquences observées. Le système oscillant ne se compose pas uniquement de l'outil mais de la tourelle et de l'outil.

Par ailleurs, la flexion spécifique de la barre que constitue l'outil est $\frac{l^3}{3EI}$ soit numériquement $4,10^{-3} \mu / \text{N}$, mais que nous prendront égale à $2.10^{-2} \mu / \text{N}$ pour tenir compte du défaut d'encastrement.

2. Fréquence des vibrations forcées en coupe :

A paramètres de coupe et usure constants, la fréquence du fondamental obtenue à l'aide des spectres d'amplitude croît quand le porte à faux l de l'outil décroît, et varie entre 2000 et 2800 Hz (tableau II-2).

Comme les spectres présentent un pic très prononcé pour cette fréquence, le signal observé est relativement sinusoïdal et sa pulsation est en outre très voisine de la pulsation propre du système libre.

Ces résultats concordent avec ceux rencontrés dans la bibliographie :

PANKINE (20) signale l'existence de deux zones de vibrations, l'une aux grandes vitesses de coupe correspondant aux vibrations de l'outil lui-même et dans laquelle nos expériences se situent, et l'autre observée aux faibles vitesses qui coïncide avec le domaine de vibration de la pièce usinée.

Longueur du porte à faux mm	51	55	57	67
Fréquence Hz	2770	2590	2500	2060

TABLEAU II-2

Vitesse n de rotation	280	315	400	500
f_r fréquence = $\frac{n}{60}$	4,6	5,2	6,6	8,3
fréquence f_1 pic	70	80	100	120
$\frac{f_1}{f_r}$	15,2	15,5	15	14,5

TABLEAU II-3

KRONENBERG (19) précise que la fréquence propre de l'outil, d'environ 2200 Hz, est celle des vibrations enregistrées à différentes vitesses de coupe.

Cependant, lorsque la machine manque de rigidité, les vibrations des autres parties peuvent se superposer à la vibration de l'outil.

WELLER (17) indique également que la fréquence fondamentale des vibrations est la fréquence de résonance du système excité par la friction de l'arête tranchante sur la pièce.

a) Influence des paramètres de coupe

Comme pour l'ensemble de nos expériences, la fréquence observée varie de 300 Hz au maximum, il est impossible de séparer des erreurs expérimentales les variations dues aux paramètres de coupe ou à l'usure.

Pour les très basses fréquences, les spectres d'amplitude font apparaître de faibles composantes de fréquences f_1 comprises entre 70 et 120 Hz, proportionnelles à la vitesse de rotation (tableau II-3). Les roulements de broche en sont certainement la cause.

b) Influence de la pièce

La fréquence des vibrations de la pièce peut imposer celle de l'outil. En effet, la fréquence de la barre usinée,

$$f_p = \frac{15,4}{2\pi L_e^2} \sqrt{\frac{E_p I_p}{\rho_p S_p}}$$

avec L_e longueur de la pièce,
 E_p module d'élasticité du matériau,
 ρ_p masse spécifique du matériau,
 S_p surface de la section droite,
 I_p moment d'inertie de cette section par rapport à l'axe,

donne

$$f_p = 400 \text{ Hz}$$

Mais cette fréquence n'apparaît pas dans les spectres observés, les vitesses de coupe employées étant sans doute suffisamment élevées pour interdire les vibrations de la pièce.

Il n'apparaît pas non plus de relation directe entre la position de l'outil l_t par rapport à une extrémité de la pièce (figure II-2), et les vibrations (tableau II-4).

V - Amplitude

L'ordre de grandeur des amplitudes réelles a été déterminé sur les photographies des signaux obtenus à l'oscilloscope. L'amplitude de l'accélération varie entre 40 et 200 g suivant les conditions de coupe, le déplacement du capteur supposé sinusoïdal pur est compris entre 1,6 et 8 μ , et correspond à un déplacement A de la pointe de l'outil de 3 à 13 μ . (Annexe I).

Si ω est la pulsation de la vibration verticale de l'outil, la vitesse de la pointe $A\omega$ varie entre 2 et 12 m/mn, soit 3 à 12 % de la vitesse de coupe V_c correspondante. Des résultats comparables sont présentés par R. JOUTY (24).

position l_t mm	fréquence	amplitude
15	2725	2,55
62	2690	1,9
140	2275	3,9
280	2660	5,5
365	2530	2
485	2590	2,4
645	2520	17,5
695	2525	21,3
800	2380	3,7
875	2500	14,5

TABLEAU II-4

Diamètre de la passe 110

Conditions de coupe identiques

En outre, l'amplitude du fondamental a été observée sur les spectres d'amplitude.(Annexe II).

Mais comme sa variation en fonction des paramètres de coupe est plus petite que celle de la puissance correspondante, nous nous sommes attachés à cette dernière. (Annexe III).

VI - Puissance

La puissance P du signal d'accélération est obtenue par l'intégration du spectre de puissance, elle-même déterminée par l'aire sous la courbe. La valeur obtenue est proportionnelle à la puissance réelle, le coefficient de proportionnalité étant imposé par le gain de la chaîne de mesure. Les imprécisions les plus importantes sont dues essentiellement à l'inertie de la table d'enregistrement du spectre et dont l'influence est limitée en maintenant la hauteur des pics dans le même ordre de grandeur. La précision relative de 15 % au plus permet cependant de mettre en évidence les variations de puissance avec les paramètres de coupe et l'usure.

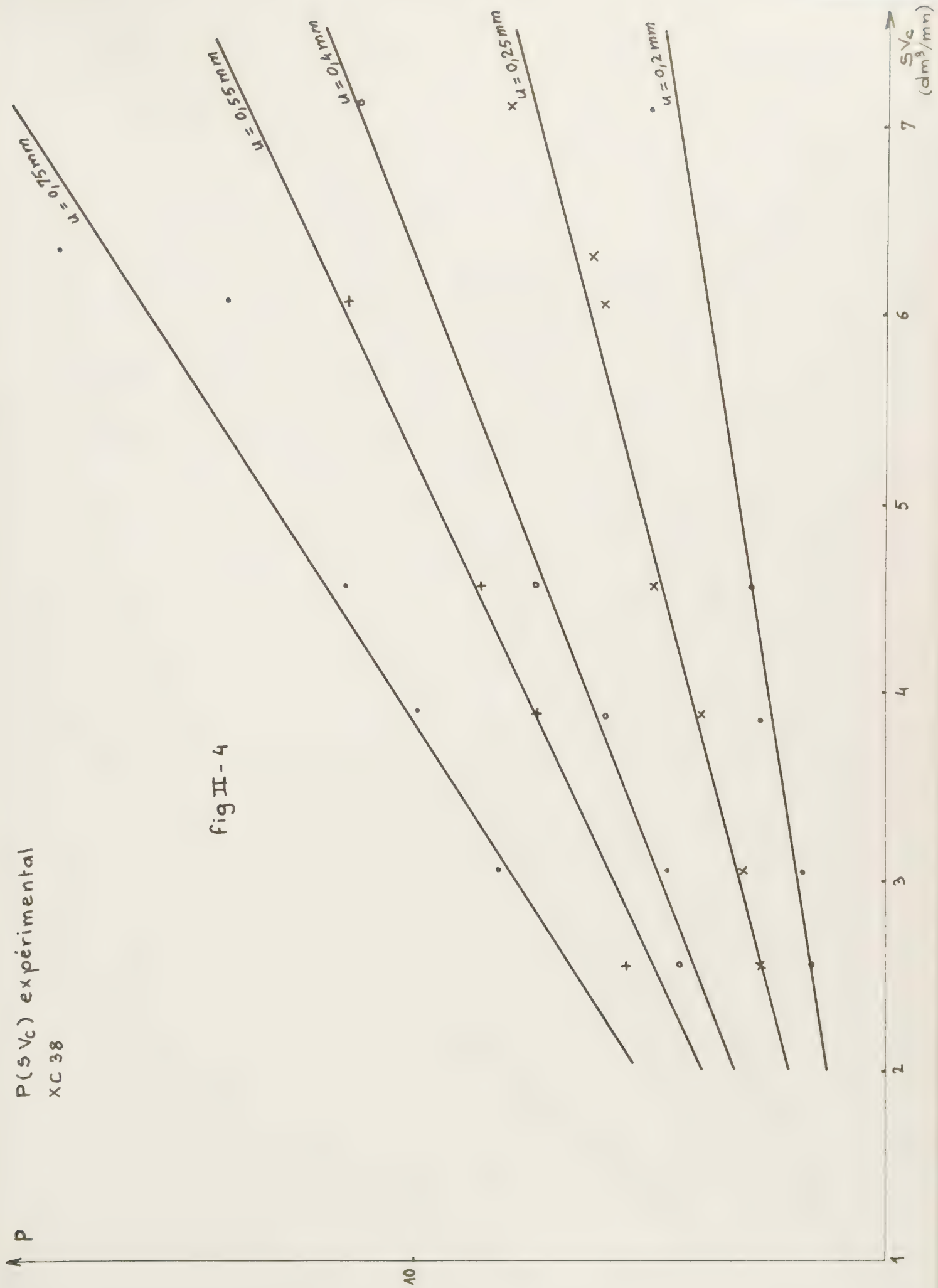
Nous avons tracé pour les deux matériaux étudiés des courbes $P(u)$ à conditions d'usinage constantes, et $P(sV_c)$ à usure constante.

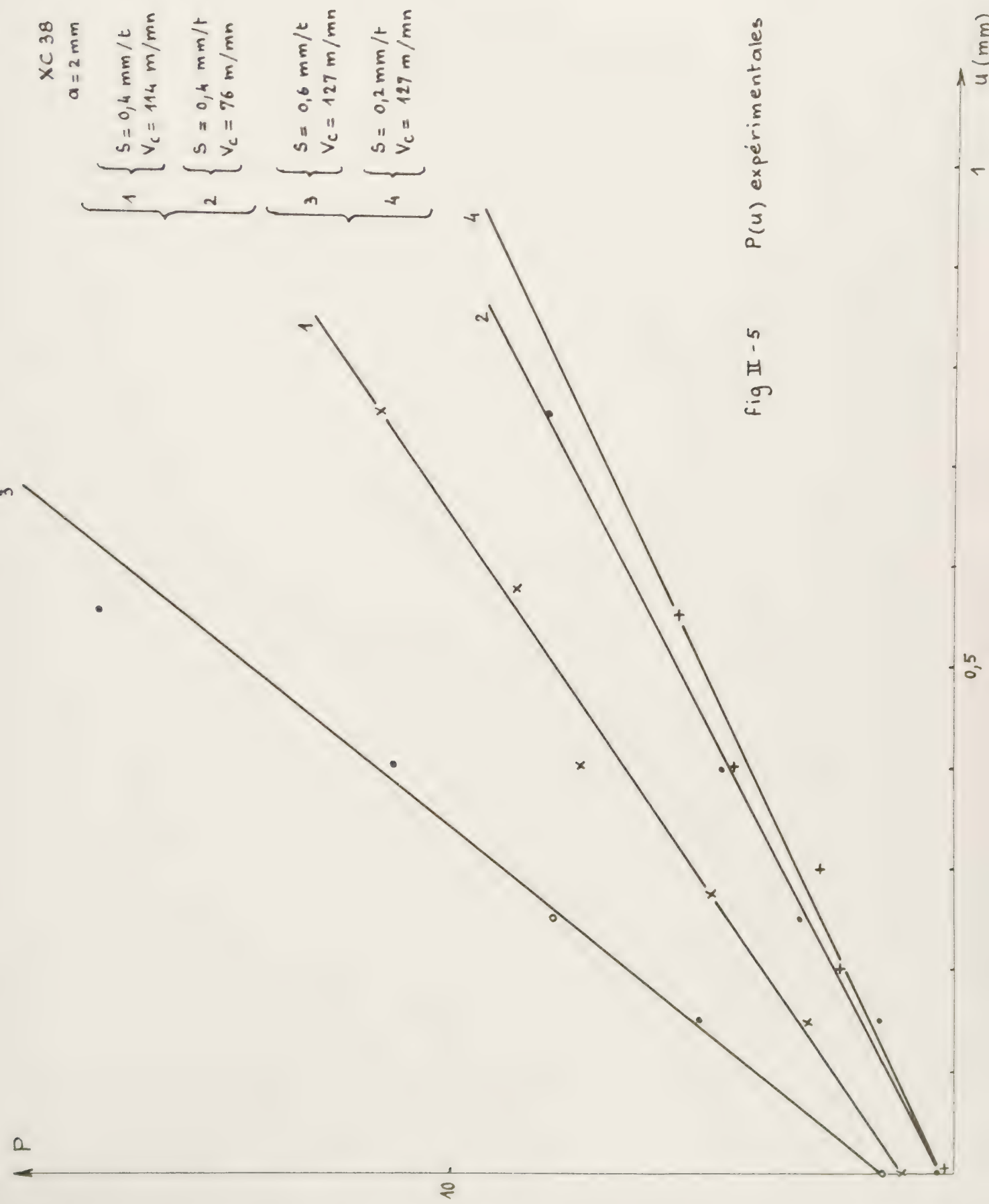
Dans le domaine étudié, P croît linéairement avec u et sV_c de 1 à 5 lorsque l'usure en dépouille passe de 0 à 0,75 mm et de 1 à 2 quand le produit sV_c change dans le même rapport (fig. II-4. 5. 6. 7.).

D'autre part, une bonne concordance de résultats est obtenue entre l'essai de coupe continu et les petits essais de 30 secondes. (fig. II-8).

P(SV_c) expérimental
XC 38

fig II-4





A P

10

Fig II-6

P(SV_C) expérimental

2ème acier



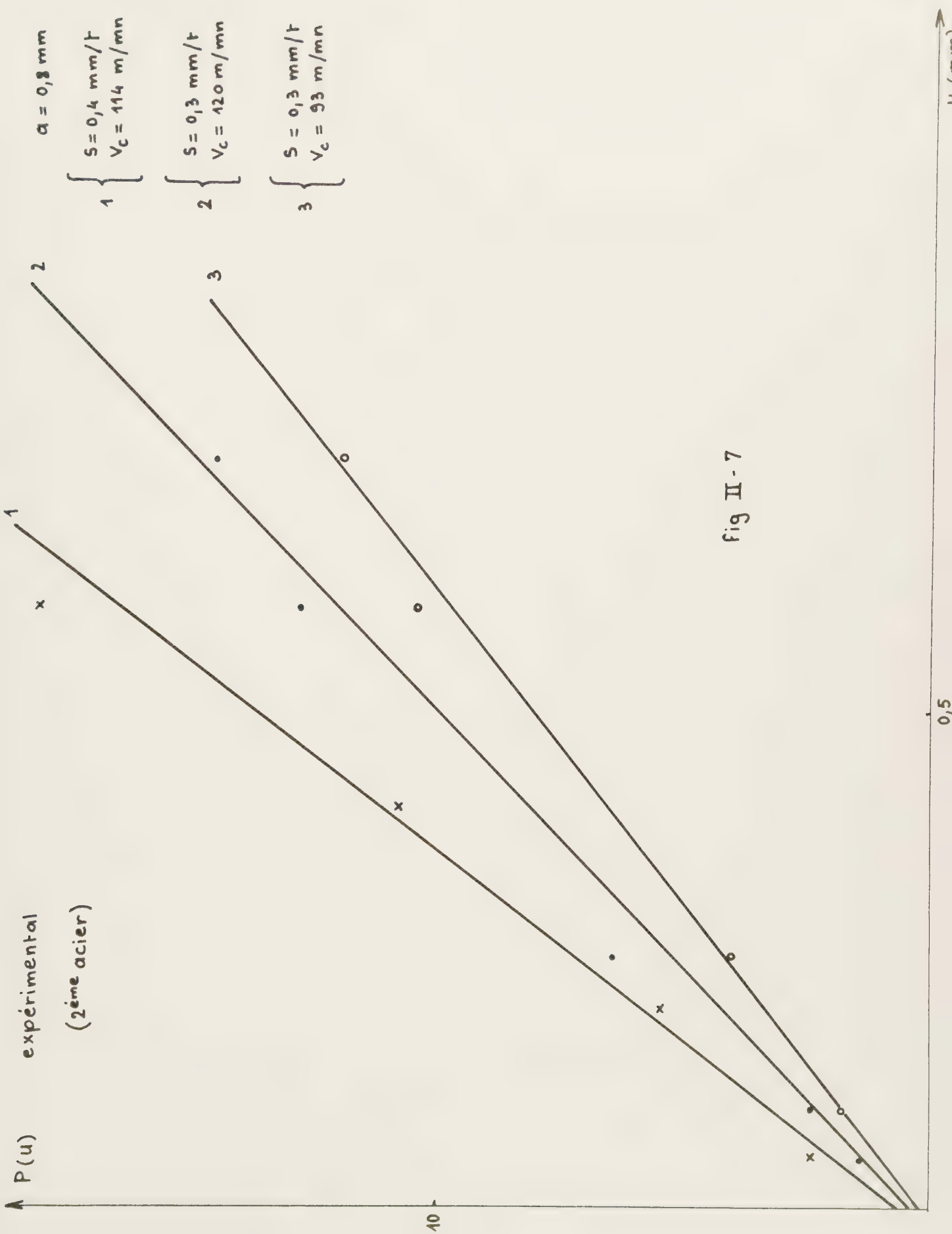
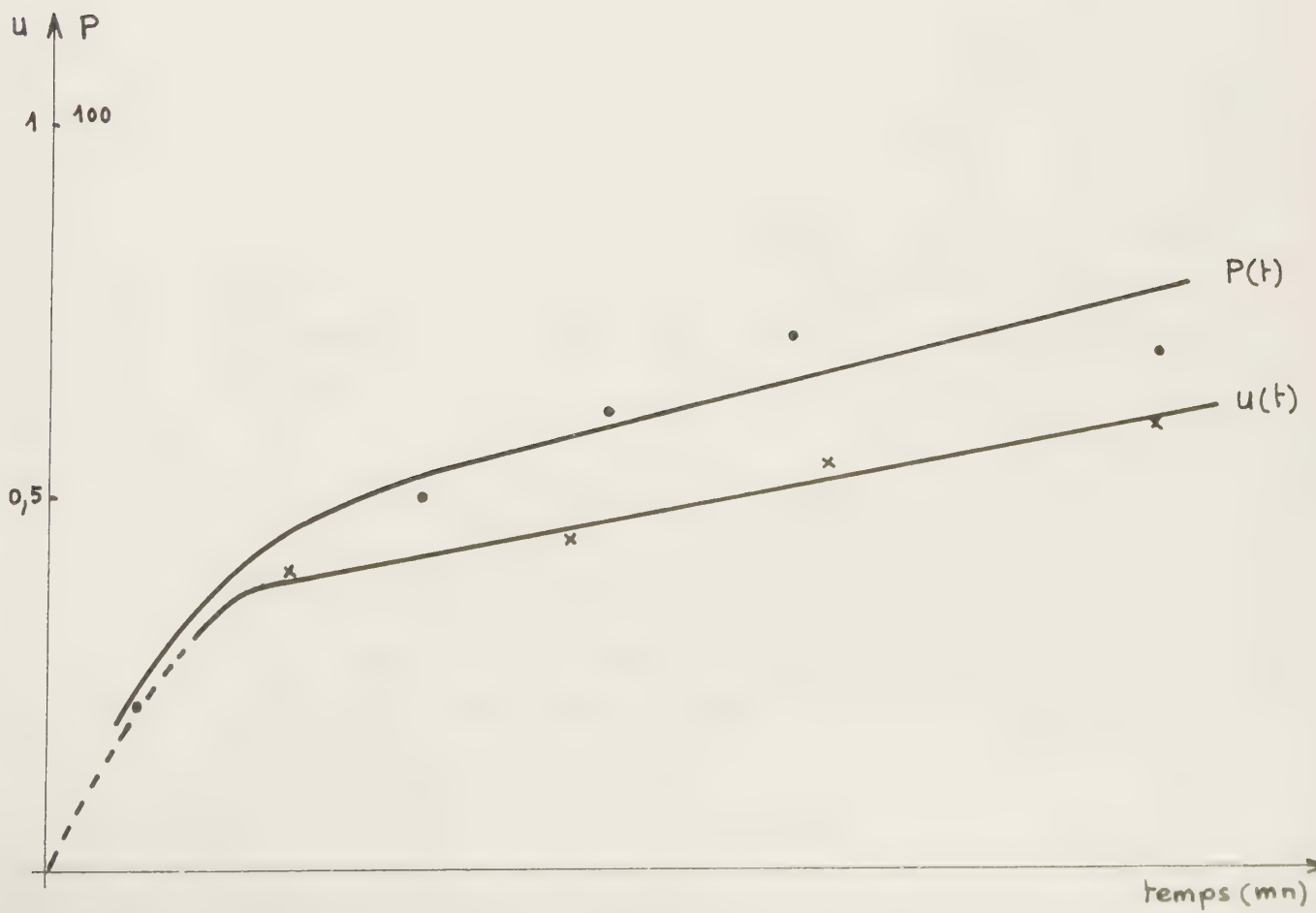
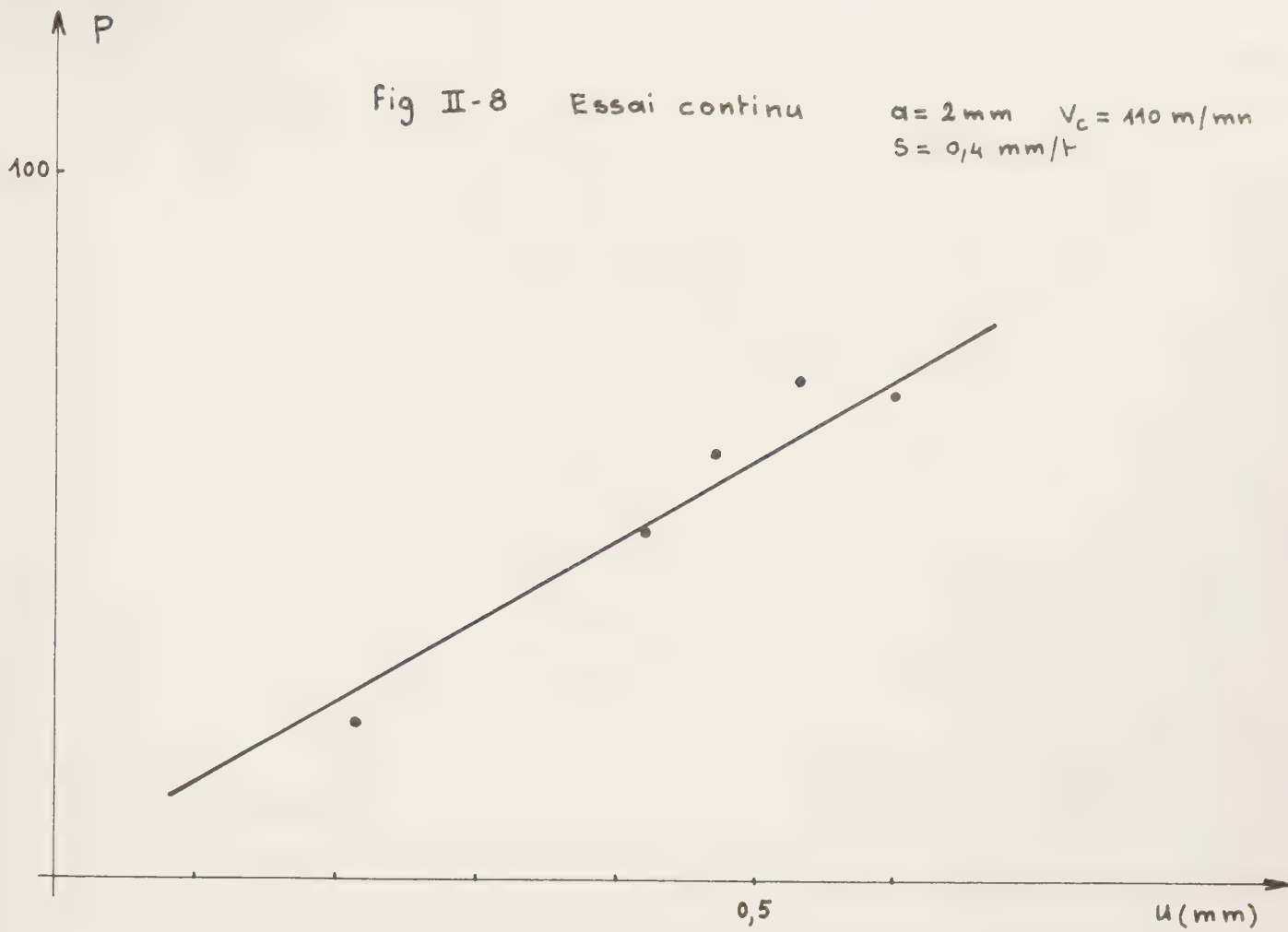


fig II - 7

fig II-8 Essai continu

$a = 2 \text{ mm}$ $V_c = 110 \text{ m/mn}$
 $S = 0,4 \text{ mm/t}$



CHAPITRE III

DEFINITION D'UN MODELE DU SYSTEME DE COUPE

I - Introduction

D'après PANKINE (20) et WELLER (17) les vibrations d'un outil de tour en usinage stable sont provoquées par la friction de la face en dépouille de l'outil sur la pièce.

Pour KRONENBERG (19) les vibrations d'un outil de carbure peuvent être entretenues par la variation soit de la profondeur de passe, soit de l'angle de pente d'affûtage avec le déplacement de l'outil, la cause prépondérante étant cependant la vibration de la vitesse relative de l'outil par rapport à la pièce.

L'excitation de l'outil par stick-slip ne peut être envisagée puisque la vitesse relative outil-pièce n'est jamais nulle comme le prouvent les résultats expérimentaux.

SHAW (25) attribue l'entretien des vibrations, à faible vitesse de coupe, à la formation et la disparition d'arête rapportée dont il faut cependant noter qu'elle ne subsiste pas à plus de 1000 Hz.

BJORKE (26) a proposé et simulé sur ordinateur un système bouclé constitué d'un modèle de coupe non linéaire et de l'outil assimilé à un élément amorti du second ordre. Il trouve que la vitesse des vibrations doit être supérieure à la vitesse de coupe et que l'amplitude des vibrations ne varie que faiblement avec les conditions de coupe.

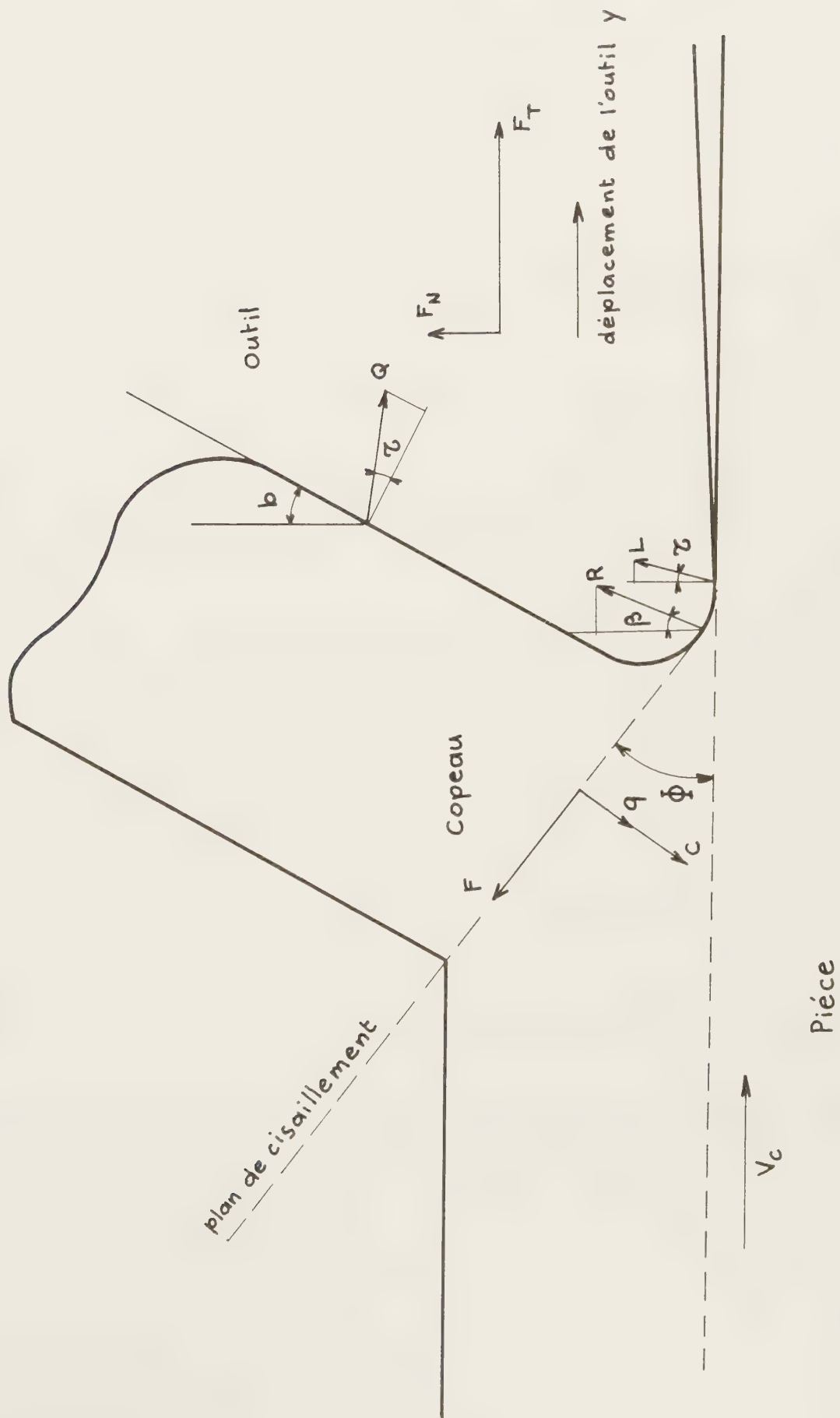


Fig III - 1

Dans l'optique de cet auteur, nous admettrons que les vibrations sont entretenues dans un système bouclé, non linéaire, et bien entendu en l'absence de broutage.

II - Efforts mis en jeu

Dans le modèle plan de la coupe orthogonale, les forces appliquées au copeau et à l'outil sont (fig. III-1) :

- la friction Q outil-copeau sur la face d'attaque ,
- le cisaillement F suivant le plan de cisaillement,
- le refoulement R au niveau de l'arrondi d'arête,
- la friction L face en dépouille-pièce,
- la compression C sur le plan de cisaillement.

Seuls les deux premiers termes apparaissent dans la théorie classique de MERCHANT. L'effort R a été mis en évidence par ALBRECHT (27) et permet d'expliquer l'allure de la courbe de l'effort tangentiel moyen F_T en fonction de la vitesse de coupe (fig. III-2).

Par projection suivant la direction de la vitesse de coupe, on obtient :

$$F_T = Q \cos (\varnothing - \beta) + R \sin \beta + L \sin \varnothing$$

La friction Q est proportionnelle à la section de copeau as et constitue la partie la plus importante de F_T .

L'effort R , indépendant de a et s , croît avec le rayon r de l'arête tranchante. Mais l'arête rapportée dont la formation dépend de la vitesse de coupe, modifie r ; en particulier dans le domaine de vitesse conseillé ($V_c > V_a$, fig. III-2), r donc R diminuent avec l'arête rapportée.

Enfin l'effort L de frottement de la face en dépouille usée sur la pièce (relativement faible et de l'ordre de 5 % de l'effort total) est de la forme

$$L = k_L a.u.$$

Lorsque la section de copeau varie, la courbe III-2 se déplace en bloc verticalement, selon l'axe des efforts.

Comme cependant la caractéristique $F_T(V_c)$ traduit seulement les phénomènes moyens, pour analyser le processus à chaque instant afin d'étudier les vibrations, il faut faire intervenir la caractéristique dynamique de l'effort tangentiel.

III - Caractéristique dynamique de l'effort tangentiel

1. Forme générale :

En désignant par y la position relative de la pointe de l'outil par rapport à sa position au repos comptée positivement dans le sens de la vitesse de coupe (fig. III-3), la vitesse réelle de l'outil est

$$V = V_c - \frac{dy}{dt}$$

la vitesse de coupe en étant la valeur moyenne, $\bar{V} = V_c$.

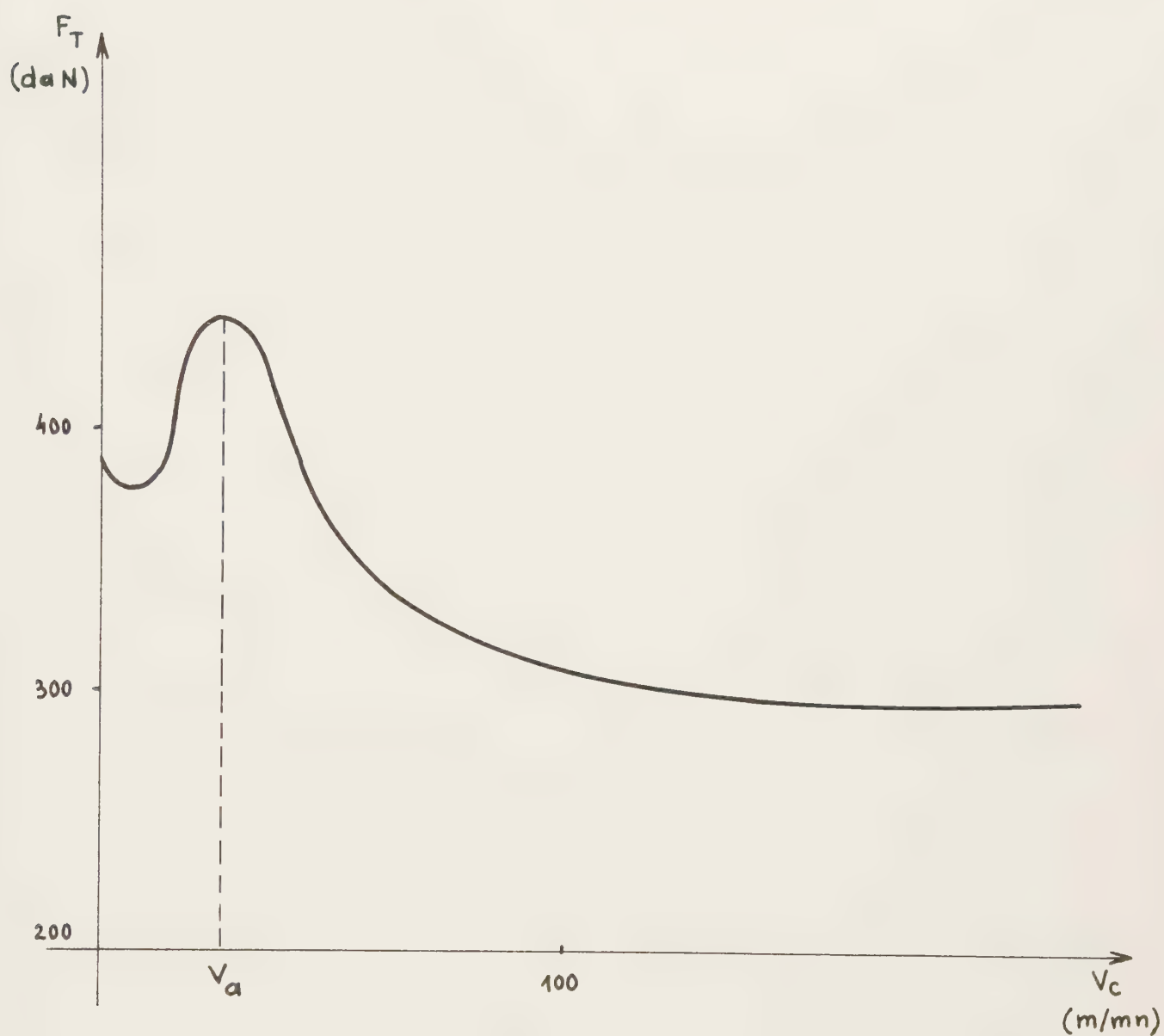


fig III-2 Variation de l'effort de coupe
avec la vitesse de coupe ($as = 4 \times 0,4 \text{ mm}^2$)

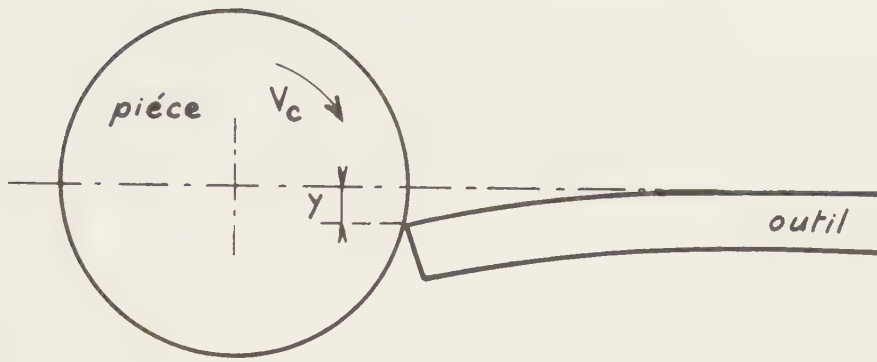


Fig III - 3

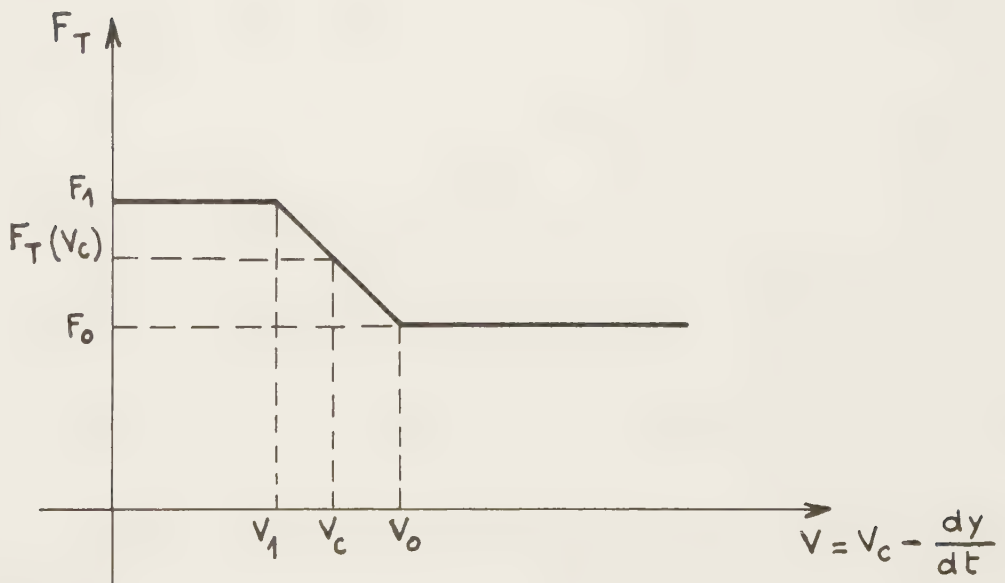


Fig III - 4 Modèle du processus de coupe

Dans le domaine considéré ($V_c > V_a$), la courbe dynamique $F_T(V)$ par analogie à $F_T(V_c)$ peut être approchée par deux droites, l'une de pente négative $-n$ constante, et l'autre horizontale d'ordonnée F_o . Nous supposons que la pente n de la courbe dynamique $F_T(V)$ est du même ordre de grandeur que celle de la caractéristique moyenne $F_T(V_c)$.

D'autre part, l'effort tangentiel est limité par le cisaillement obligatoire du copeau. En admettant que sur la caractéristique dynamique $F_T(V_c)$ est représentatif de l'effort moyen, l'effort $F_T(V)$ de cisaillement du copeau est supérieur à $F_T(V_c)$. Au cours du cisaillement, l'effort tangentiel reste constant et la caractéristique dynamique $F_T(V_c)$ du processus de coupe sera décrite par la figure III-4.

2. Description quantitative :

La variation de l'effort de coupe est faible vis-à-vis de l'effort moyen et de F_o (proportionnel à la section de copeau) qui est seul considéré en général. Ainsi $F_1 - F_o$ est très petit devant F_o , ce qui justifie en outre l'hypothèse ci-dessus sur $F_T(V_c)$.

On peut attribuer la différence $F_1 - F_T(V_c)$ à la variation en régime dynamique de la contrainte de compression q qui intervient linéairement dans la contrainte limite de cisaillement (formule de CAQUOT BRIDGMAN (16)). Comme on peut raisonnablement admettre que cette compression en régime dynamique s'annule avec V_c , écrivons

$$F_1 - F_T(V_c) = k V_c$$

avec $k < n$.

Cette hypothèse rejoint les idées de J. POMEY (28) qui affirme que la contrainte de compression q est fonction croissante de V_c .

En outre, comme l'arrondi de l'arête augmente avec l'usage u (fig. III-5) nous supposons que $F_1 - F_T(V_c)$ contient un terme proportionnel à u , d'où

$$F_1 - F_T(V_c) = kV_c + hu \quad (1)$$

Enfin par analogie avec la caractéristique moyenne, nous admettrons que la profondeur de passe n'intervient que sur F_0 à l'exclusion de la différence $F_1 - F_T(V_c)$.

IV - Action de l'effort de coupe sur l'outil

L'effort de coupe agit sur l'outil que nous représenterons par la transmittance $M(j\omega) = \frac{K_0}{\omega_0^2 - \omega^2 + 2j\zeta\omega_0\omega}$ dans laquelle apparaissent le coefficient d'amortissement ζ , la fréquence propre ω_0 du système non amorti et le gain statique $\frac{K_0}{\omega_0^2}$.

Sous l'effet d'une force sinusoïdale $F_T(j\omega)$ le déplacement de la pointe de l'outil, que pour un instant nous nommons z , est :

$$z = M(j\omega) \cdot F_T(j\omega) \quad (2)$$

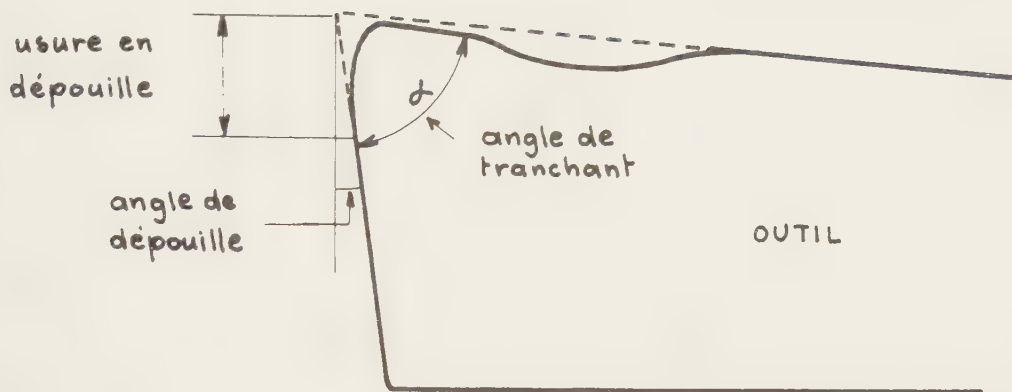


Fig III-5 Variation de l'angle de dépouille et de l'angle de tranchant avec l'usure

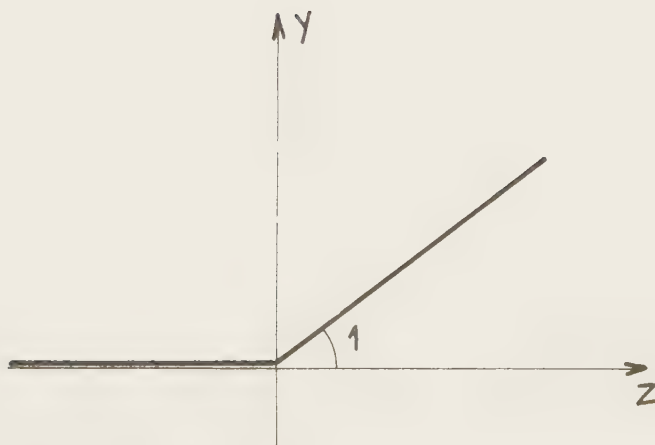


Fig III-6 Talonnage

V - Talonnage

En réalité le déplacement précédent z est susceptible d'être écrété par le talonnage qui interdit à l'outil de dépasser le plan horizontal contenant l'axe de la pièce. Le déplacement réel y de la pointe de l'outil est lié à z par la caractéristique de $y(z)$ de la figure III-6.

VI - Schéma équivalent du système

Le déplacement y qui intervient dans l'expression $V = V_c - \frac{dy}{dt}$ de la vitesse effective de la pointe de l'outil par rapport à la pièce, provoque le bouclage du système suivant le modèle de la figure III-7.

En outre, entre la pointe et le capteur placé sur l'outil existe un système du second ordre voisin de $M(j\omega)$ ayant essentiellement le rôle de filtrer le premier harmonique de y .

Afin de déterminer y , nous utiliserons la méthode de linéarisation harmonique qui s'applique à ce système.

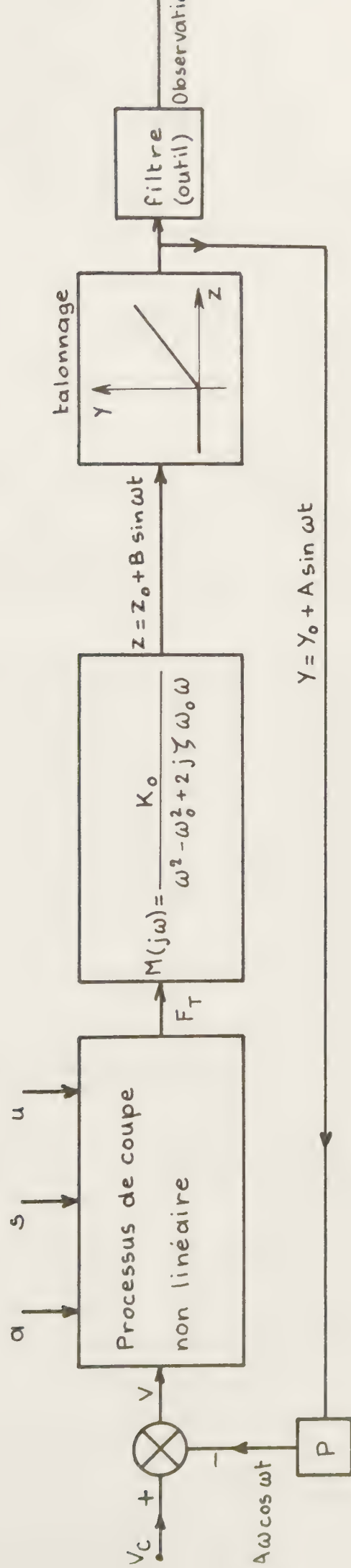


Fig III - 7 Modèle du système de coupe

CHAPITRE IV

ETUDE DU MODELE LINEARISE

I - Principe

Dans un système qui comprend un processus non linéaire comme le nôtre , suivi d'une partie linéaire de fonction de transfert $M(j\omega)$, on suppose généralement que le second élément laisse passer uniquement le fondamental et filtre les harmoniques supérieurs et on applique la méthode de linéarisation harmonique.

Nous utiliserons cette méthode dans notre cas où les vibrations de l'outil possèdent un premier harmonique très important. Le signal de sortie recherché y significatif de la position de l'outil se réduit donc à :

$$y = y_0 + A \sin \omega t \quad (3)$$

et la vitesse à

$$V = V_c - A\omega \cos \omega t \quad (4)$$

II - Equations linéarisées

Soit z la position qu'aurait l'outil sans talonnage. Comme celui-ci n'introduit pas de déphasage entre y et z , z s'écrit :

$$z = z_0 + B \sin \omega t \quad (5)$$

et avec la caractéristique de talonnage $y(z)$ on a

$$A = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} y(z) \sin \omega t \, d(\omega t) \quad (6)$$

Dans le cas général où V atteint à la fois V_o et V_1 , avec

$$A\omega \cos \alpha = V_c - V_1$$

et

$$A\omega \cos \beta = V_c - V_o$$

on obtient

$$f_o = F_o + \frac{n}{\pi} \left[(V_c - V_1) \alpha - (V_c - V_o) \beta + A\omega (\sin \beta - \sin \alpha) \right],$$

$$f_1 = 0 \quad (\text{comme cela résulte immédiatement de l'absence d'hystérésis}),$$

et

$$f_2 = \frac{n\omega}{\pi} \left(\beta - \alpha - \frac{V_c - V_o}{A\omega} \sin \beta + \frac{V_c - V_1}{A\omega} \sin \alpha \right).$$

Comme $F_1 - F_o$ est petit devant F_o , la valeur moyenne f_o de F_T est très voisine de F_o et nous prendrons

$$f_o = F_o \quad (13)$$

En fonction de A , f_2 s'écrit

$$f_2 = \frac{n\omega}{\pi} \left[\text{Arccos} \frac{V_c - V_o}{A\omega} - \frac{V_c - V_o}{A\omega} \sqrt{1 - \left(\frac{V_c - V_o}{A\omega} \right)^2} \right. \\ \left. - \text{Arccos} \frac{V_c - V_1}{A\omega} + \frac{V_c - V_1}{A\omega} \sqrt{1 - \left(\frac{V_c - V_1}{A\omega} \right)^2} \right]$$

de la forme

$$f_2 = \frac{n\omega}{\pi} D(A) \quad (14)$$

$$\text{avec } D(A) = \text{Arccos} \frac{V_c - V_o}{A\omega} - \frac{V_c - V_o}{A\omega} \sqrt{1 - \left(\frac{V_c - V_o}{A\omega} \right)^2} \\ - \text{Arccos} \frac{V_c - V_1}{A\omega} + \frac{V_c - V_1}{A\omega} \sqrt{1 - \left(\frac{V_c - V_1}{A\omega} \right)^2}$$

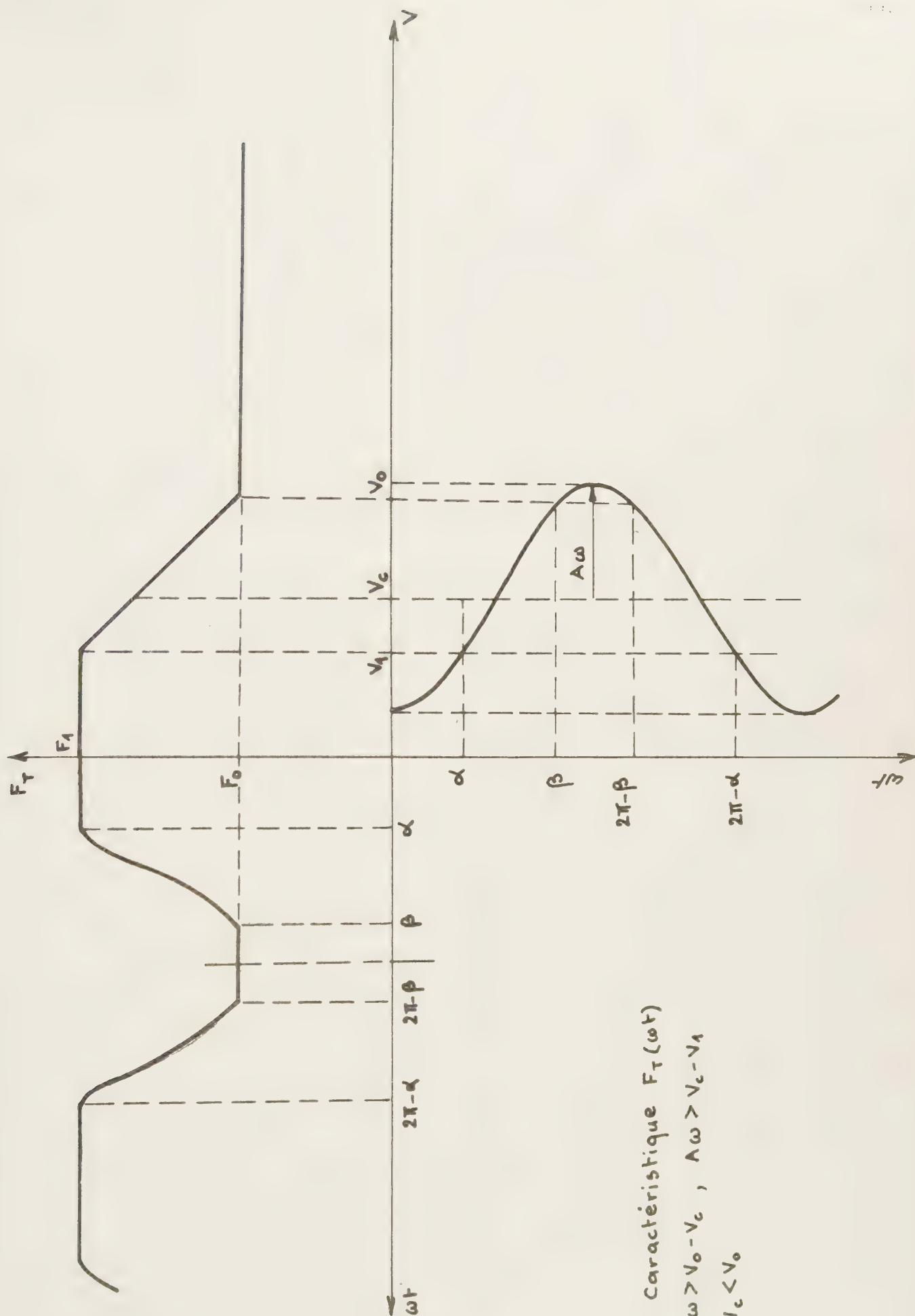


Fig IV-1 Caractéristique $F_T(\omega t)$
avec $A\omega > V_0 - V_c$, $A\omega > V_c - V_1$
et $V_1 < V_c < V_0$

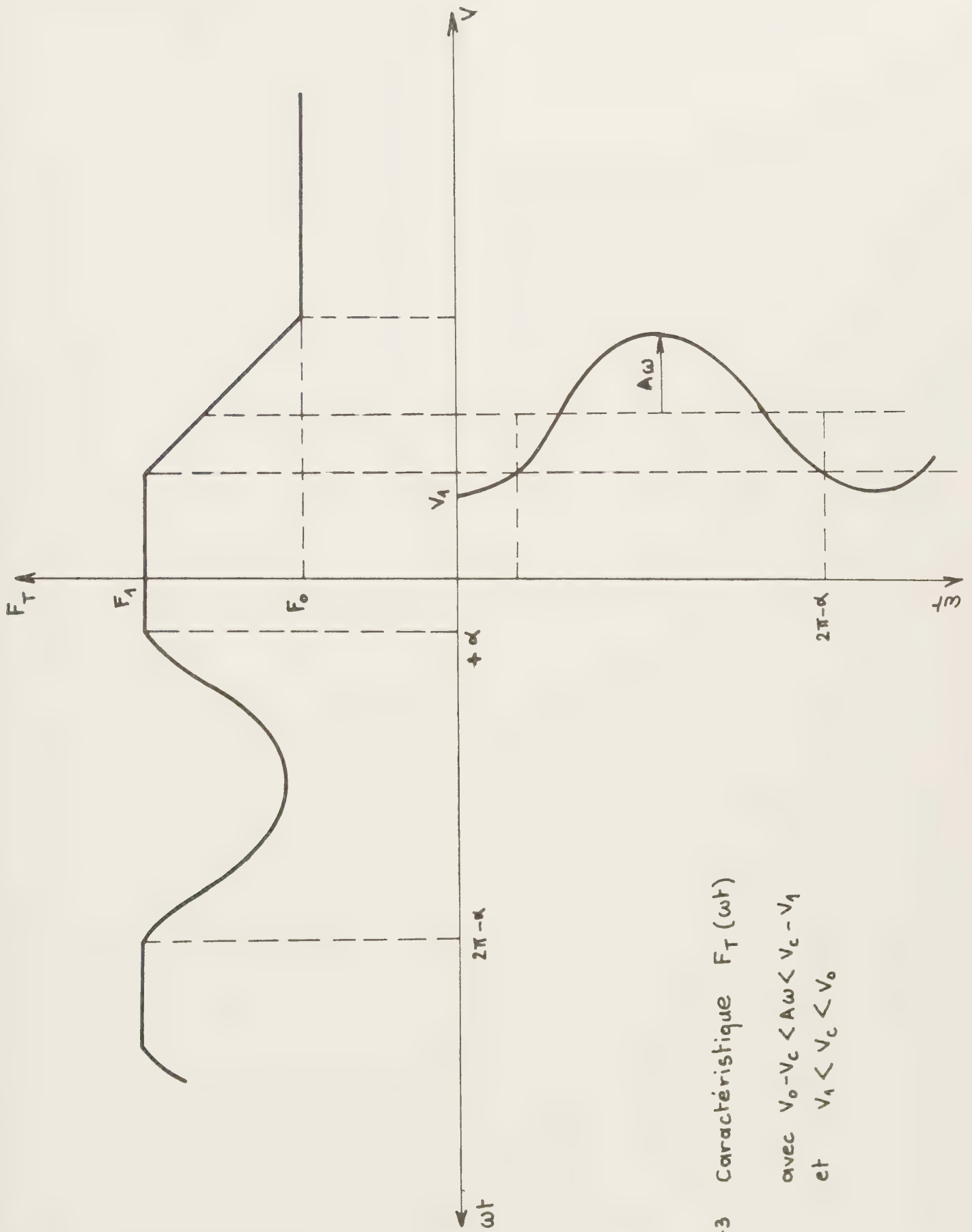


Fig IV-3 Caractéristique $F_T(\omega t)$

avec $V_0 - V_c < A\omega < V_c - V_1$
et $V_1 < V_c < V_0$

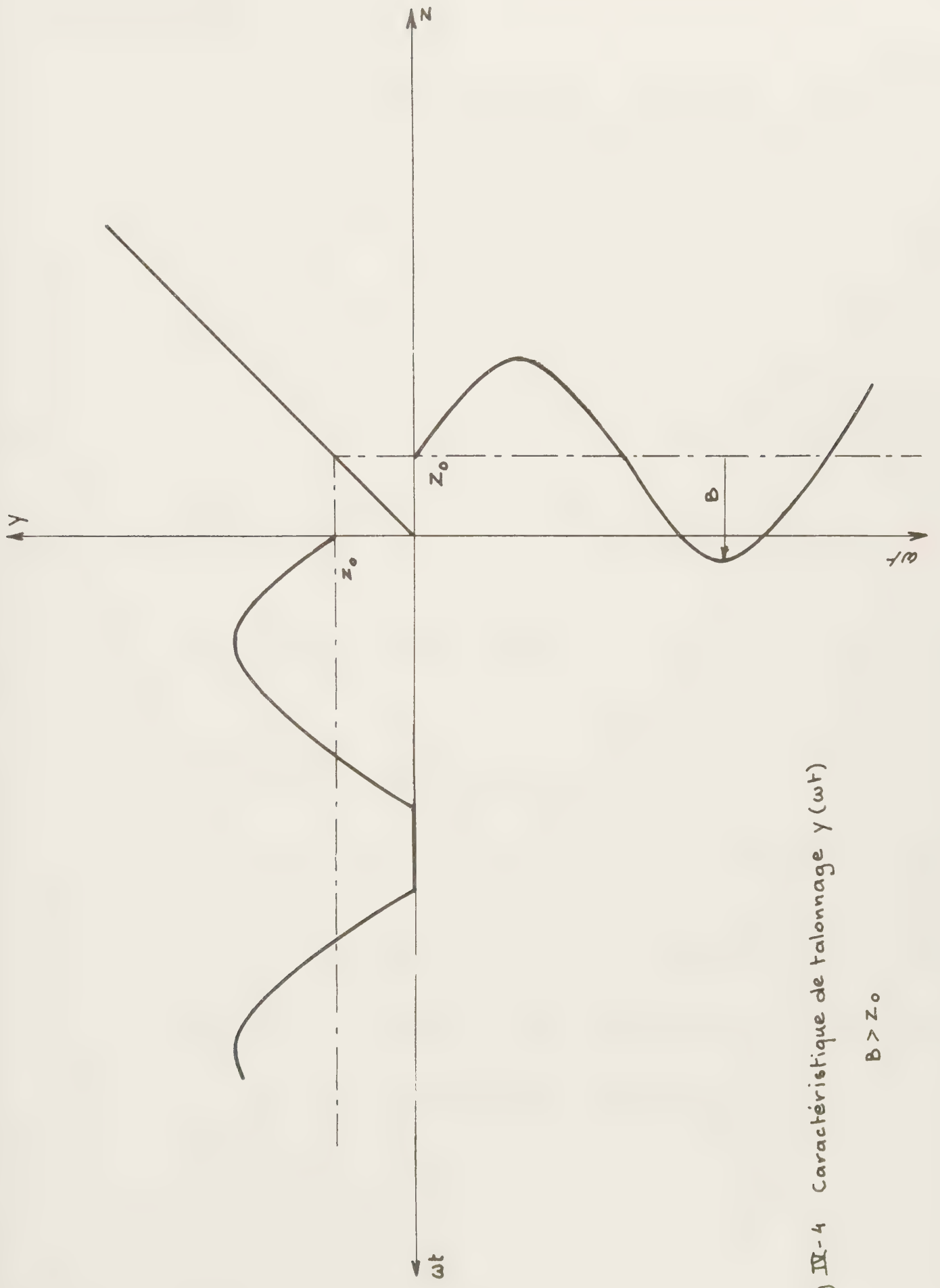


fig IV-4 Caractéristique de talonnage $y(\omega t)$

$$B > z_0$$

Cette expression valable dans le cas général où V sort des deux côtés du domaine linéaire de pente n de $F_T(V)$ se simplifie dans le cas particulier où V atteint uniquement V_1 , (les autres cas particuliers étant exclus puisque le cisaillement est obligatoire).

Si donc $V_c - V_1 < A\omega < V_o - V_c$ (fig. IV-3) l'expression (14) se réduit avec $\beta = \pi$ à

$$f_2 = \frac{n\omega}{\pi} \left[\pi - \text{Arc cos } \frac{V_c - V_1}{A\omega} + \frac{V_c - V_1}{A\omega} \sqrt{1 - \frac{V_c - V_1}{A\omega}} \right]$$

que nous écrirons encore sous la forme :

$$f_2 = \frac{n\omega}{\pi} D(A)$$

avec pour $D(A)$ le crochet précédent.

IV - Intervention du talonnage

L'expression (5) avec la caractéristique de talonnage $y(z)$ donne (fig. IV-4)

$$A = \frac{B}{\pi} \left(\pi - \text{Arccos } \frac{z_o}{B} + \frac{z_o}{B} \sqrt{1 - \frac{z_o^2}{B^2}} \right) \quad (15)$$

dans le cas où intervient le talonnage, bien écrit par $B > z_o$.

S'il n'y a pas talonnage ($z > 0$, donc $B < z_o$) on a évidemment : $B = A$ (16)

V - Pulsation

L'expression (12) de B avec $f_1=0$ montre que

$$M(j\omega) = \frac{K_o}{-\omega^2 + \omega_o^2 + 2j\xi\omega_o\omega}$$

doit être imaginaire pur, d'où :

$$\omega = \omega_o$$

La pulsation de l'oscillation $y = y_o + A \sin \omega t$, si elle existe, est égale à la pulsation propre du système non amorti.

VI - Approximation pour la relation entre les amplitudes

L'ensemble (12) - (15) s'écrit alors avec (14) :

$$\frac{2\pi\xi\omega_o B}{rAK_o} = D(A) \quad (16)$$

et

$$A = \frac{B}{\pi} \left[\pi - \text{Arccos} \frac{z_o}{B} + \frac{z_o}{B} \sqrt{1 - \frac{z_o^2}{B^2}} \right] \quad (15)$$

(où $A = B$ sans talonnage).

qu'il faut résoudre simultanément en A et B.

Pour cela utilisons pour la fonction :

$$h = \frac{-1}{x} \sqrt{1 - \frac{1}{x^2}} + \operatorname{Arccos} \frac{1}{x}$$

l'approximation

$$h = 0 \quad 1 \leq x \leq 1,3$$

et

$$h = \frac{\pi}{2} - \frac{2}{x} \quad 1,3 < x \quad (17)$$

obtenue par développement en série et valable à 7 % près.

VII - Conditions d'oscillation

1. Sans talonnage :

Pour $B \leq z_0$, donc $A = B$, la relation (16) devient :

$$\frac{2\pi \xi \omega_0}{n K_0} = D(A) \quad (18)$$

Des oscillations auront lieu si la droite d'ordonnée $\frac{2\pi \xi \omega_0}{n K_0}$ coupe la courbe représentative de $D(A)$, tracée en fonction de A sur les figures IV-5 pour $V_1 < V_c < V_0$ et IV-6 pour $V_c > V_0$. Sur la figure IV-5 la portion 1 correspond au cas général ($A\omega > V_c - V_1$, $A\omega > V_0 - V_c$) et la portion 2 est relative au cas où $V_c - V_1 < A\omega < V_0 - V_c$.

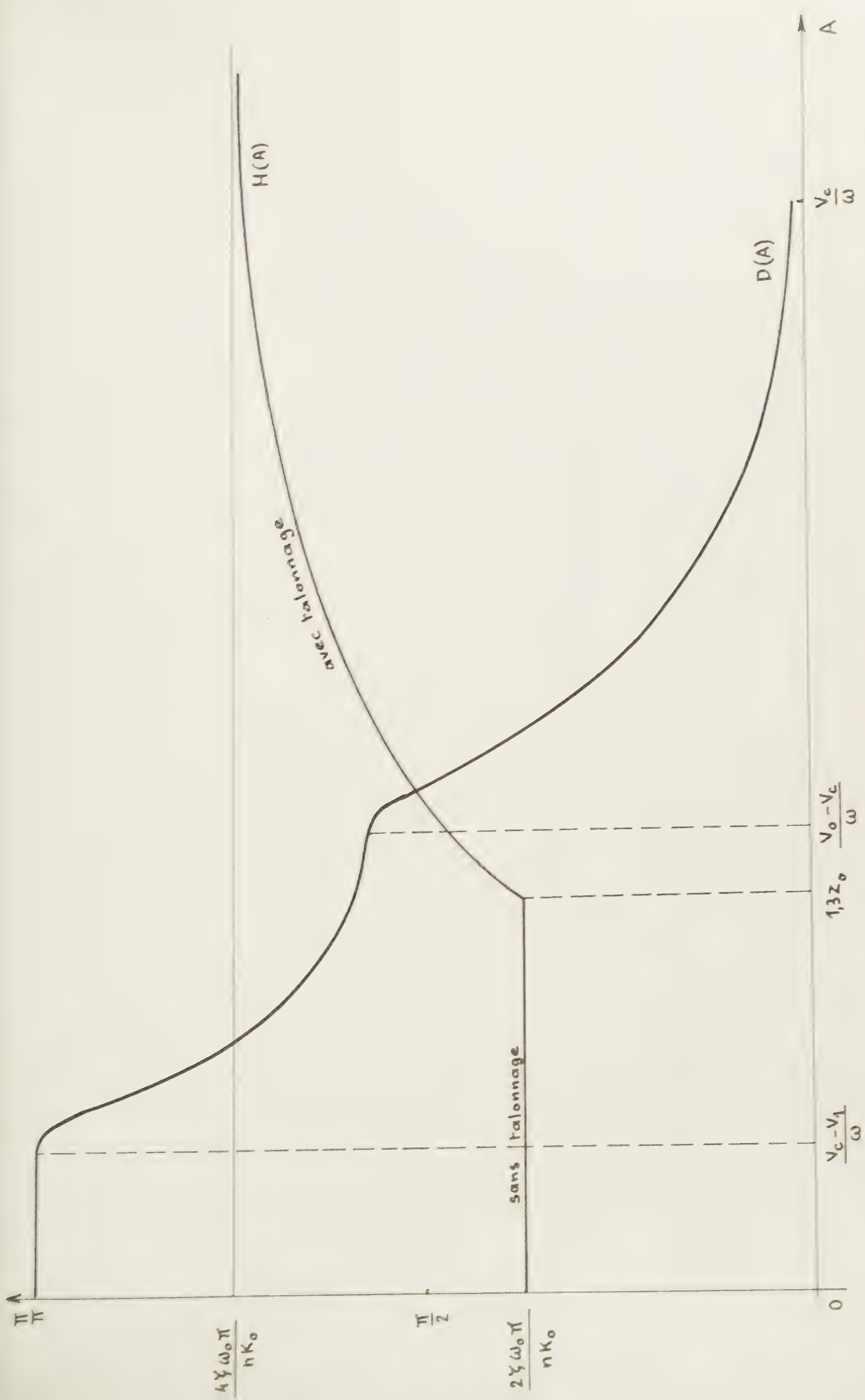
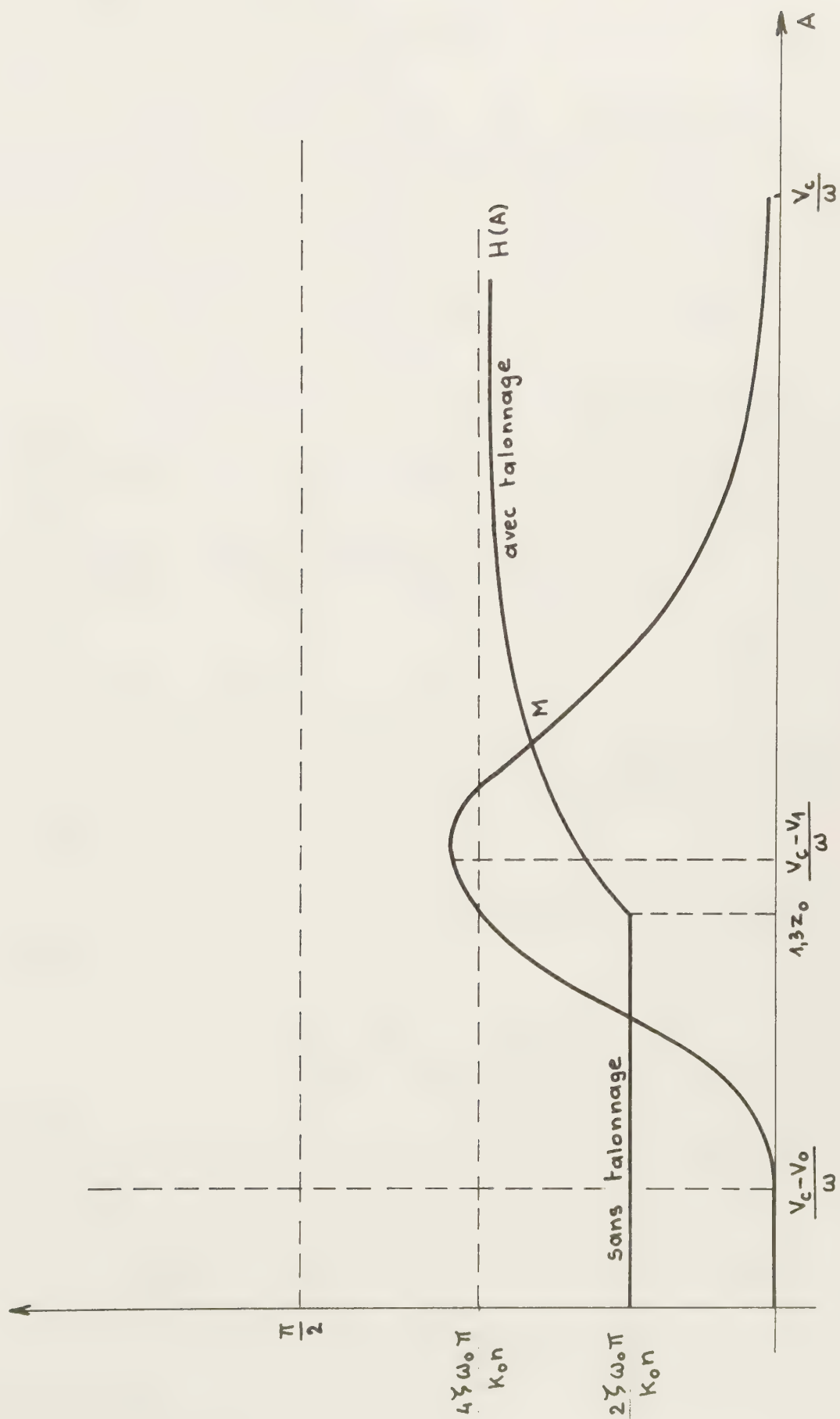


fig IV-5 Détermination de A ($v_1 < v_c < v_0$)

Fig IV-6 Détermination de A ($V_c \geq V_0$)

Pour que (18) détermine effectivement A, il faut

$$K_o > \frac{2 \xi \omega_o}{\pi} \quad \text{si} \quad V_c < V_o \quad (19)$$

et

$$K_o > \frac{2 \xi \omega_o \pi}{n \cdot D\left(\frac{V_c - V_1}{\omega}\right)} \quad \text{si} \quad V_c > V_o \quad (20)$$

qui sont les conditions d'existence de l'oscillation $A \sin \omega t$.

D'après le critère de stabilité des systèmes non linéaires bouclés, les oscillations obtenues seront toujours stables dans le cas de la figure IV-5. Pour la figure IV-6, la valeur stable de A est déterminée par le point M d'intersection de l'horizontale $\frac{2 \pi \xi \omega_o}{n K_o}$ avec la partie décroissante de D(A).

2. Avec talonnage :

Si au contraire $B > z_o$, il y a talonnage. Cependant dans le domaine où $z_o < B \leq 1,3 z_o$, les mêmes relations qu'en l'absence de talonnage sont valables.

Dans le domaine où $B > 1,3 z_o$ l'approximation (17) appliquée à (15) donne avec (16) :

$$\frac{2 \pi \omega_o \xi}{n K_o} \left(2 - \frac{4 z_o}{\pi A} \right) = D(A) \quad (21)$$

où D(A) est encore le second membre de (18) représenté par les figures IV-5 et IV-6.

L'oscillation est définie par l'intersection de l'hyperbole

$$H(A) = \frac{2 \pi \omega_o \xi}{n K_o} \left(2 - \frac{4 z_o}{\pi A} \right)$$

avec la courbe D(A).

Comme cette hyperbole se raccorde à $B = A - 1,3 z_o$ avec la droite $\frac{2\pi \omega_o \xi}{nK}$ à laquelle elle se réduit pour $B \leq 1,3 z_o$, les conditions d'oscillations sont toujours (19) et (20).

Les vibrations sont stables dans mêmes cas qu'en l'absence de talonnage.

VIII - Amplitude des oscillations

1. Sans talonnage :

a) Pour la portion (2) de la figure IV-5, l'équation (18) d'où disparaissent alors les termes en $V_o - V_c$ donne avec l'approximation (17) où $x = \frac{A\omega_o}{V_c - V_1}$

$$\frac{2\xi \omega_o \pi}{nK_o} = \frac{\pi}{2} + \frac{2(V_c - V_1)}{A\omega_o}$$

Avec la relation (1) :

$$F_1 - F_T(V_c) = n(V_c - V_1) = kV_c + hu$$

on en déduit

$$A = \frac{4 K_o}{\pi \omega_o} \left[\frac{k V_c + h u}{4 \xi \omega_o - nK_o} \right] \quad (22)$$

b) Pour la portion (1) de la figure IV-6, toujours avec l'approximation (17), (18) devient :

$$\frac{2\omega_o \xi \pi}{nK_o} = \frac{2(V_o - V_1)}{A\omega_o}$$

Mais d'après la caractéristique de coupe, on a
 $n(V_o - V_1) = F_1 - F_o$ qui transcrit, et avec (1) donne successivement

$$\begin{aligned} n(V_o - V_1) &= F_1 - F_o = F_1 - F_T(V_c) + F_T(V_c) - F_o \\ &= (k-n) V_c + nV_o + hu \end{aligned}$$

avec $k < n$.

On en déduit

$$A = \frac{K_o}{\xi \pi \omega_o^2} \left[(k-n) V_c + nV_o + hu \right] \quad (23)$$

c) Pour la courbe IV-6, l'approximation (17)
 donne également avec (18)

$$\frac{2 \xi \omega_o \pi}{nK_o} = \frac{2(V_o - V_1)}{A \omega_o}$$

Comme ici $V_o < V_c$, donc $n(V_o - V_1) = hu + kV_c$

on a :

$$A = \frac{K_o}{\xi \pi \omega_o^2} (kV_c + hu) \quad (24)$$

2. Avec talonnage :

L'amplitude A est déterminée par la relation 24 dans les
 mêmes cas que les précédents.

a) Avec $V_c - V_1 < A \omega < V_o - V_c$

on obtient

$$A = \frac{2K_o \left[F_1 - F_T(V_c) \right] + 8 z_o \xi \omega_o^2}{\frac{\pi}{2} \omega_o (8 \xi \omega_o - n K_o)}$$

La flexion statique z_o de l'outil, déterminée par les relations (11) et (13), est proportionnelle à la section de copeau as , soit :

$$z_o = \frac{K_o}{2 \omega_o} k_1 as$$

Avec $F_1 - F_T(V_c) = k V_c + hu$ on en déduit

$$A = \frac{4K_o}{\pi \omega_o} \cdot \frac{kV_c + hu + 4k_1 as \xi}{8 \xi \omega_o - n K_o} \quad (25)$$

b) Pour $V_1 < V_c < V_o$

on obtient

$$A = \frac{K_o}{\pi \omega_o^2} \cdot \frac{(k-n) V_c + hu + 4k_1 \xi as}{2 \xi} \quad (26)$$

c) Et pour $V_o < V_c$

on a

$$A = \frac{K_o}{\pi \omega_o^2} \cdot \frac{kV_c + hu + 4k_1 \xi as}{2 \xi} \quad (27)$$

En résumé, l'amplitude des oscillations, quand elles existent, est toujours fonction linéaire croissante de u et croissante ou décroissante de V_c suivant les cas.

De plus, si $A > 1,3 z_o$, l'amplitude est également fonction linéaire croissante de la section de copeau as .

La puissance, qui au niveau du système $M(j\omega)$ correspond à l'amortissement des vibrations en z est $\frac{B_0^2 \omega_0^3 \xi}{K_0}$.

Nous admettons que pour le signal effectif y on a en toute première approximation $\frac{\xi A^2 \omega_0^3}{K_0}$, l'amplitude A étant donnée par les différentes expressions précédentes, qui contiennent toutes V_c (avec des signes + ou -) et certaines u et a_s .

Expérimentalement, mesurant la puissance proportionnelle au carré de l'amplitude A du déplacement de l'outil, nous avons mis en évidence l'intervention de l'usure et de la vitesse de coupe.

Dans le cadre de la théorie précédente, nous nous trouvons donc dans le cas de la relation (25), c'est-à-dire en présence de talonnage et avec empiètement du régime dynamique sur la seule portion horizontale du cisaillement de la caractéristique de coupe ($V_c - V_1 < A\omega < V_c - V_0$).

Numériquement, K_0/ω_0^2 n'est autre que la flexion spécifique statique déjà calculée page 20 : $2 \cdot 10^{-8}$ m/N.

Par ailleurs, nous avons $\omega_0 = 2500 \cdot 2 \cdot \pi$ et $\xi = 0,1$. Les caractéristiques moyennes de coupe suggèrent de prendre $n = 400 \text{ N/m s}^{-1}$ et les données des fabricants d'outil $k_t = 1000 \text{ N/mm}^2$.

En choisissant $k = 150 \text{ N/ms}^{-1}$ et $h = 1000 \text{ N/mm}$, avec l'expression (25), nous obtenons dans le domaine utilisé des paramètres de coupe, les courbes de la figure (IV-7.8) qui sont pratiquement rectilignes et comparables aux courbes expérimentales correspondantes de la figure (II-4.5).

Le raccordement numérique des résultats expérimentaux et théoriques est correct puisqu'avec les valeurs choisies pour k et h on trouve avec (25) et pour $V_c = 120 \text{ m/mn}$, $a_s = 0,8 \text{ mm}^2$, une amplitude de $15/\mu$ à peine supérieure aux valeurs mesurées directement.

Dans ces conditions expérimentales, on obtient pour la puissance $\xi A^2 \omega_o^3 / K_o$, environ 15 W dont l'ordre de grandeur, qui paraît correct, n'est évidemment pas compatible avec une mesure dans un bilan global des puissances.

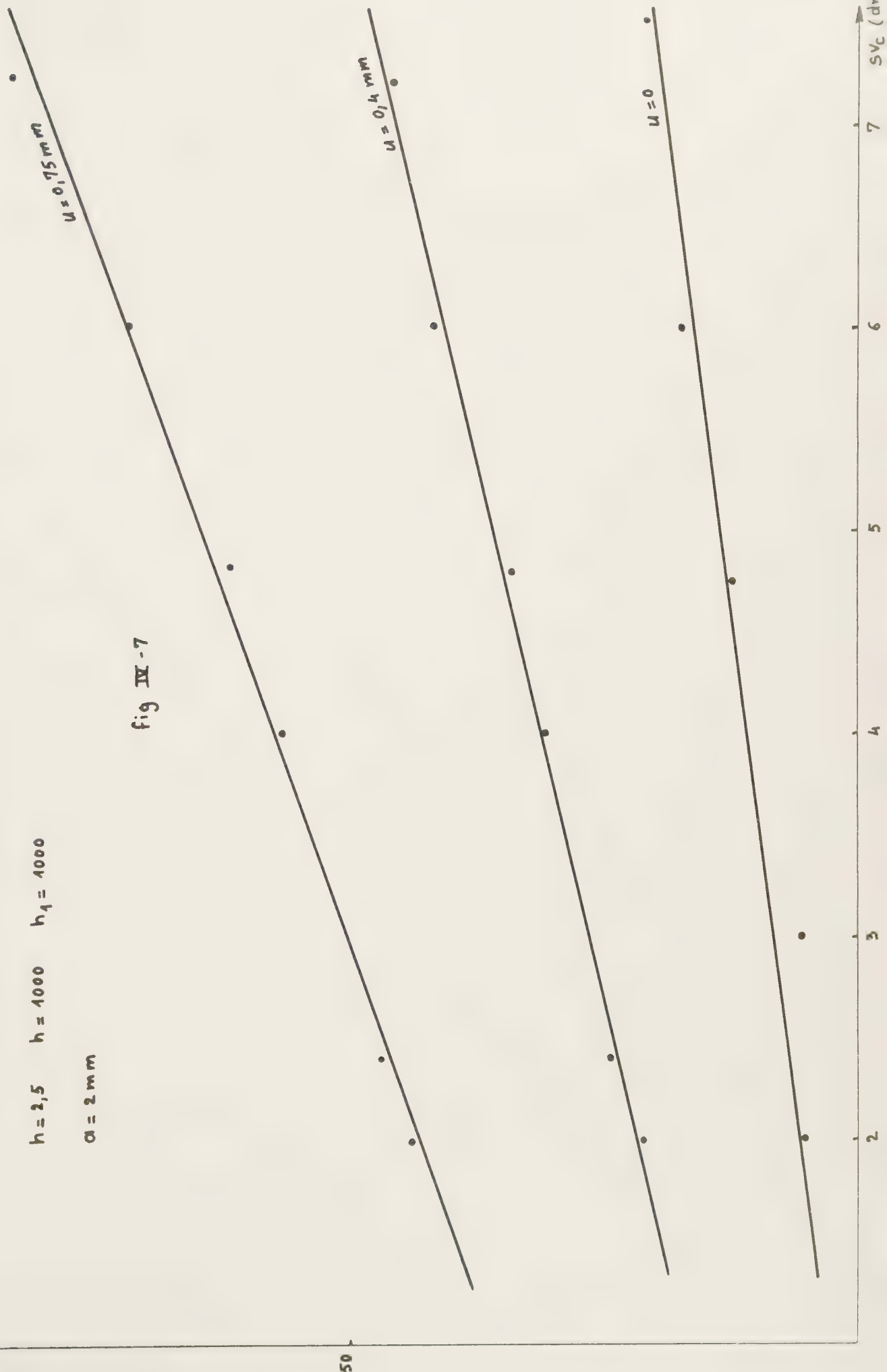
A P

$$P(SV_c) = \frac{1}{2} \left(\frac{K_0}{\pi} \right)^2 \left(\frac{K V_c + h u + 4 K_1 \zeta \alpha s}{2 \zeta} \right)^2$$

$$h = 2,5 \quad h = 4000 \quad h_1 = 4000$$

$$\alpha = 2 \text{ mm}$$

fig IV - 7



$$P(u) = \frac{1}{2} \left(\frac{k_0}{\pi} \right)^2 \left(\frac{k v_c + h u + 4 k_1 \zeta a s}{2 \zeta} \right)^2$$

Fig IV - 8

$$k = 2,5 \text{ N/m mm}^{-1}$$

$$h = 1000 \text{ N/mm}$$

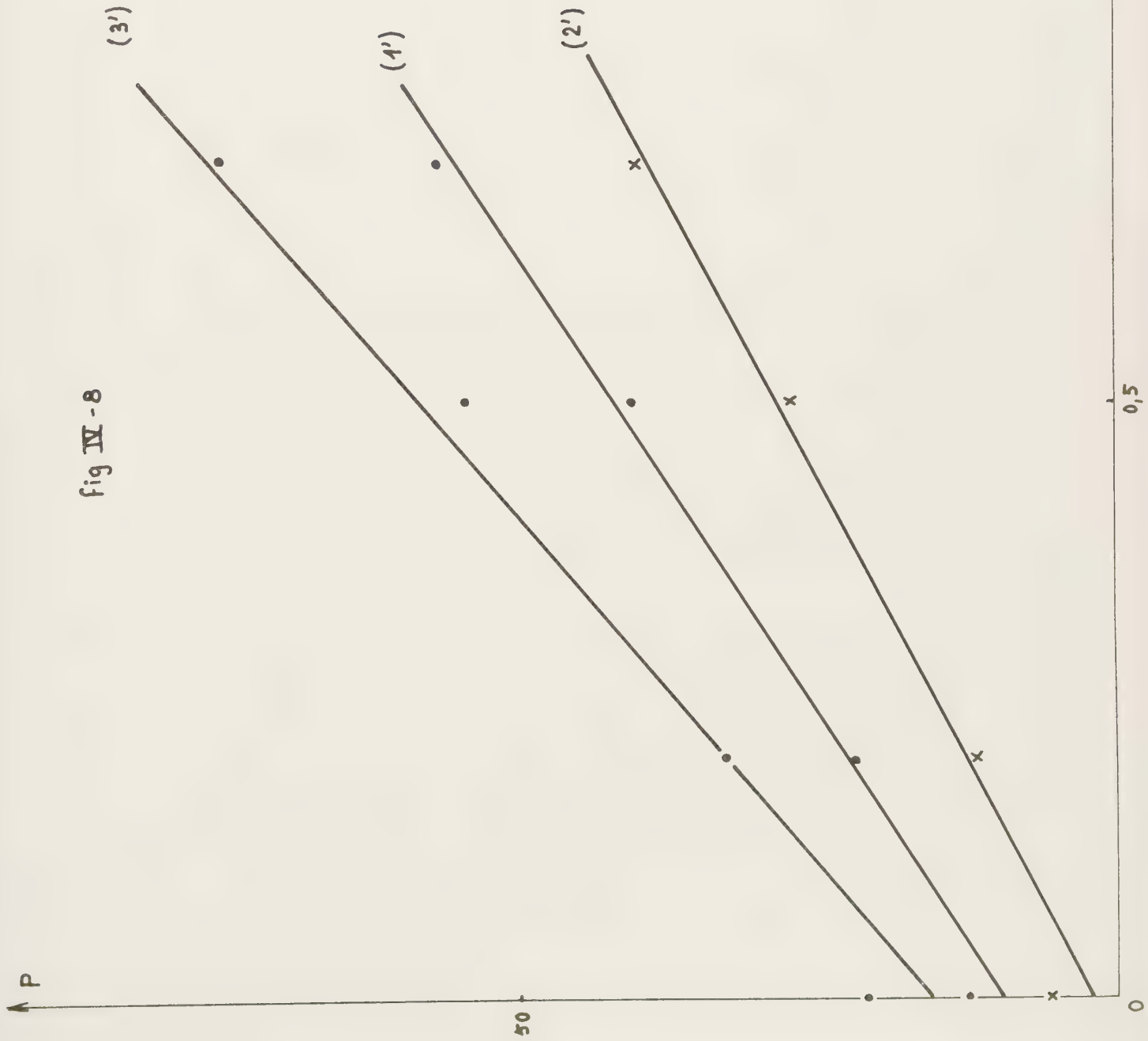
$$k_1 = 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$a = 2 \text{ mm}$$

$$1' \left\{ \begin{array}{l} v_c = 120 \text{ m/mm} \\ s = 0,4 \text{ mm/t} \end{array} \right.$$

$$2' \left\{ \begin{array}{l} v_c = 76 \text{ m/mm} \\ s = 0,4 \text{ mm/t} \end{array} \right.$$

$$3' \left\{ \begin{array}{l} v_c = 125 \text{ m/mm} \\ s = 0,6 \text{ mm/t} \end{array} \right.$$



*
* CONCLUSION *
*

L'expérience montre que les vibrations verticales d'un outil de tour au cours d'un usinage stable sont pratiquement sinusoïdales de fréquence sensiblement égale à la fréquence propre de l'outil. Dans le domaine utilisé, la puissance du signal d'accélération déterminé par analyse spectrale est fonction linéaire de la vitesse de coupe et de l'usure de l'outil, le signal augmentant dans le rapport de 1 à 10 entre l'outil neuf et l'outil usé.

L'appareillage simple et robuste utilisé constitue donc un capteur continu d'usure.

On détermine ensuite des résultats semblables à partir d'un modèle constitué d'un système du deuxième ordre avec deux éléments non linéaires, et bouclé. Le premier élément non linéaire caractérise le processus de coupe et décrit la variation de l'effort tangentiel en fonction de la vitesse effective de coupe, en explicitant en particulier une saturation due au cisaillement du copeau, et une portion descendante.

Le second caractérise le talonnage qui limite le déplacement de l'outil. Ce modèle explique l'entretien de la vibration sur la fréquence propre de l'outil et aboutit dans le domaine utilisé et dans le cas du talonnage à une variation de puissance du signal bien conforme aux résultats expérimentaux.

BIBLIOGRAPHIE

- 1 - M. MAZOND - La commande adaptative en tournage -
Usine Automation - C.N. - n° 17 octobre 1971 - p.25-30.

- 2 - P. BRUCE BERRA and MOSHE M. BARASH - Automatic
process planning and optimization for a turning operation -
The International Journal of Production Research - 1968 -
Vol 7 - n° 2 - p 93-103.

- 3 - A. SAVOYE et G. DORIS - Utilisation d'un calculateur
électronique pour la recherche des meilleures conditions
d'usinage - GAMI n° 3 mai-juin 1963.

- 4 - G. GUILLAUME et C. MEGRELIS - Optimisation des condi-
tions d'usinage d'une pièce de décolletage à l'aide d'un
ordinateur I. B. M. 650 - GAMI n° 3 mai-juin 1963.

- 5 - M. FIELD , N. ZLATIN , R. WILLIAMS et M. KRONENBERG -
Computerized Determination and Analysis of Cost and
Production Rates for Machining Operations - Journal of
Engineering for Industry - August 1968 - p 455-466.

- 6 - R. MATHIAS - An Effective System for Adaptive Control of
the Milling Process - American Society of Tool and
Manufacturing Engineers - MS68 - p 202.

- 7 - R. M. CENTNER and J. M. IDELSOHN - Adaptive Controler
for a metal cutting process - IEEE.

- 8 - R. J. GRUAZ - Commande adaptative de fraisage à commande numérique de trajectoire - Mécanique - Matériaux - Electricité n° 252 décembre 1970 - p 9-19.
- 9 - T. SATA , A. SHIMA , Y. SHIOTA , K. TAKEDA et K. SATAKE - A newly developed adaptive control of the turning process - C.I.R.P. Ljubljana - juin 1972.
- 10 - C. T. YANG - Adaptive Control for numerical control tape machining - C.I.R.P. Ljubljana - juin 1972.
- 11 - M. KITANO - M. ANDO - A new concept of adaptively controlled milling machine and its performances - C.I.R.P. Ljubljana - juin 1972.
- 12 - F. GUISTI - Regulation, en process, des paramètres de coupe, en fonction de la température de coupe. C.I.R.P. Nottingham - septembre 1968.
- 13 - J. R. JAESCHKE , R. D. ZIMMERLY et S. M. WU - Automatic cutting tool temperature control - 1967 - Int. J. Mach. Tool Des. Res. , Vol 7, p 465-475.
- 14 - J. C. MAZUR - A technique to optimize control of process variables in related studies of causes and effects of metal cutting behaviour - 1967 - Annals of the C.I.R.P. Vol XV - p 287-293.
- 15 - A. DE FILIPPI et R. IPPOLITO - Adaptive Control in turning : cutting Forces and Tool wear relation ship for P10, P20, P30 Carbides - 1969 - Annals of the C.I.R.P. Vol XVII - p 377-385 - 1969.

- 16 - R. WEILL - Techniques d'usinage - Dunod - Paris 1971 -
p 64-65 et 133-135.
- 17 - E. J. WELLER , H. M. SCHRIER , B. WEICHBRODT -
What sound can be expected from a worn tool ? -
J. Engng. Industry U.S.A. 1969 - t. 91 n° 3 - p 525-534.
- 18 - H. TAKEYMA , Y. DOI , T. MITSVOKA et H. SEKIGUCHI -
Sensors of tool life for optimization of machining - Journal
of Machanical Laboratory of Japan - Vol. 14 - 1968 - n° 2 -
p 45-60.
- 19 - M. KRONENBERG - Machining Science and Applications -
Pergamon Press 1966 - p 306-314.
- 20 - A. V. PANKINE - Usinage des métaux par la coupe -
"Ecole Supérieure" - Moscou - p 114-120.
- 21 - P. VANHERCK - Aperçu général des études du coefficient
dynamique de coupe - Annals of the C. I. R. P. Vol XVIII -
1970 - p 501-511.
- 22 - A. QUARANTA - Le vibrazioni nelle machine utensili
Tecnol. mec. Ital. 1971 - t. 2 n° 3 - p 57-64.
- 23 - A. MPANJO - P. AZOU - R. SIESTRUNCK - Vibrations d'un
tour parallèle - Mecanique Matériaux Electricité - n° 275 -
novembre 1972 - p 19-27.
- 24 - R. JOUTY - Le mécanisme de la coupe des métaux -
Thèse de doctorat es sciences - Paris décembre 1956.

- 25 - M. C. SHAW et S. R. SANGHANI - On the origin of cutting vibrations - Meeting of the C. I. R. P. Hague septembre 1962.
- 26 - O. BJORKE - An analysis of the cutting process dynamics with reference to errors in cutting force measurements - C. I. R. P. meeting in Paris - septembre 1966.
- 27 - J. P. BOUILLET - La coupe des métaux - tome 1 - Dunod - Paris 1964 - p 137-151.
- 28 - J. POMEY - Phénomènes de mécanique physique qui régissent la coupe des métaux - Mécanique matériaux électricité - n° 256 - avril 1971 - p 8-35.

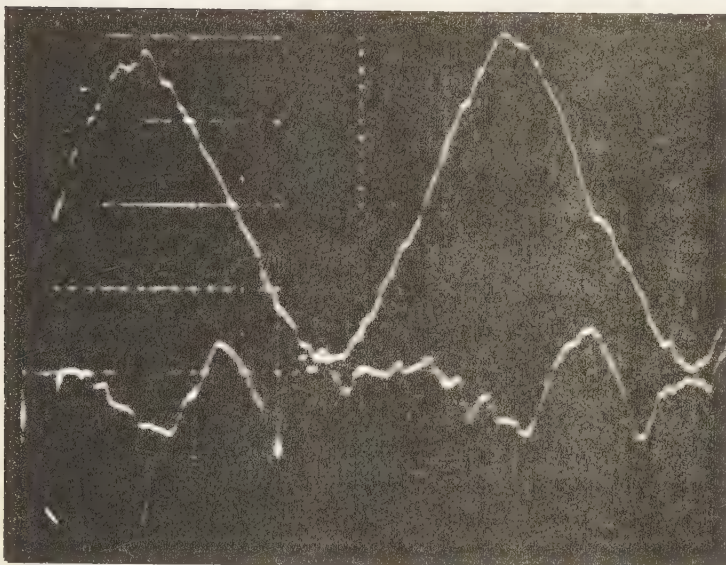
* *
*

Annexe I

Vibrations verticales et transversales de l'outil

$$a = 2 \text{ mm} \quad V_c = 100 \text{ m/mn} \quad s = 0,5 \text{ mm/t}$$

échelle horizontale : 0,1 ms/cm



$$u = 0,5 \text{ mm}$$

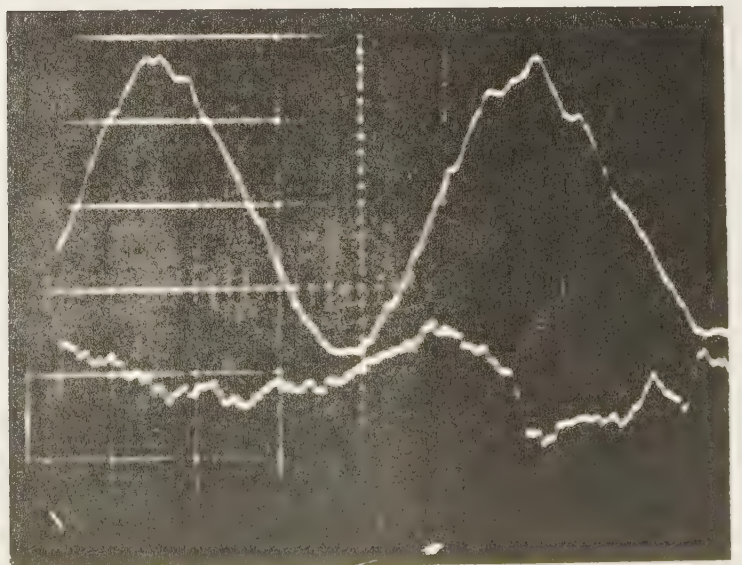
verticales
éch: 100 g/cm

transversales
éch: 25 g/cm

$$u = 0,3 \text{ mm}$$

verticales
éch: 50 g/cm

transversales
éch: 25 g/cm



Spectres d'Amplitude

XC 38
 $a = 2 \text{ mm}$
 $V_c = 113 \text{ m/mn}$
 $S = 0,4 \text{ mm/t}$

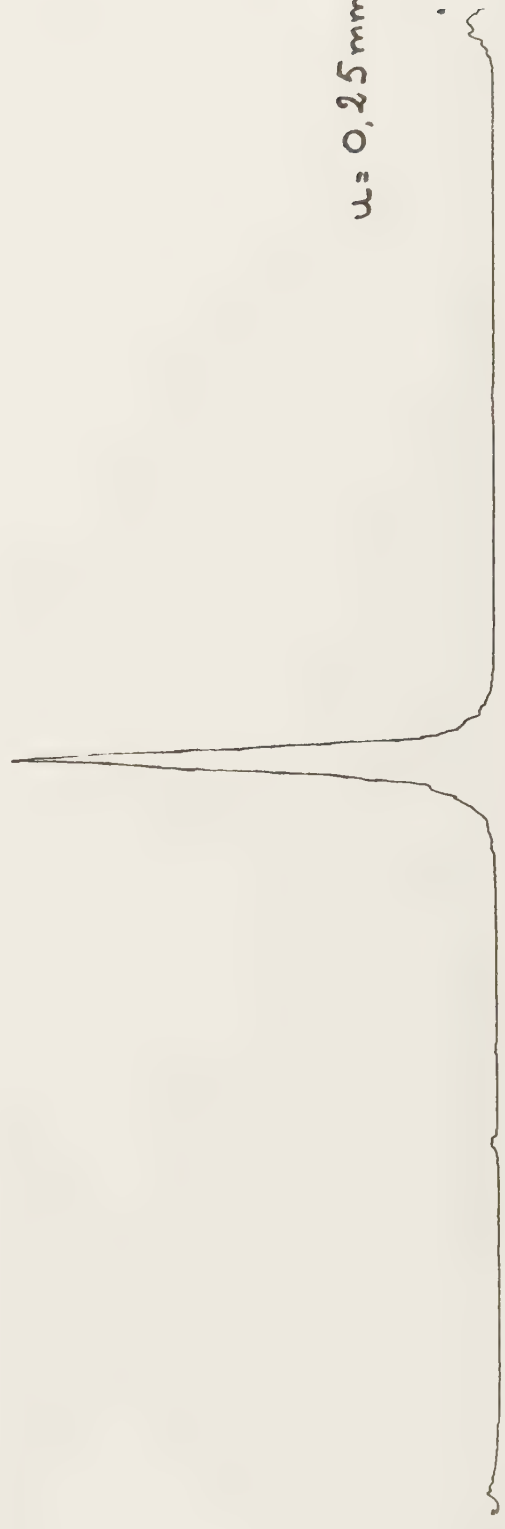
$u = 0,4 \text{ mm}$

(x2)



$u = 0,25 \text{ mm}$

(x2)



0

1

5000 Hz

Spectres d'Amplitude

XC38

$\alpha = 2 \text{ mm}$

$V_c = 113 \text{ m/min}$

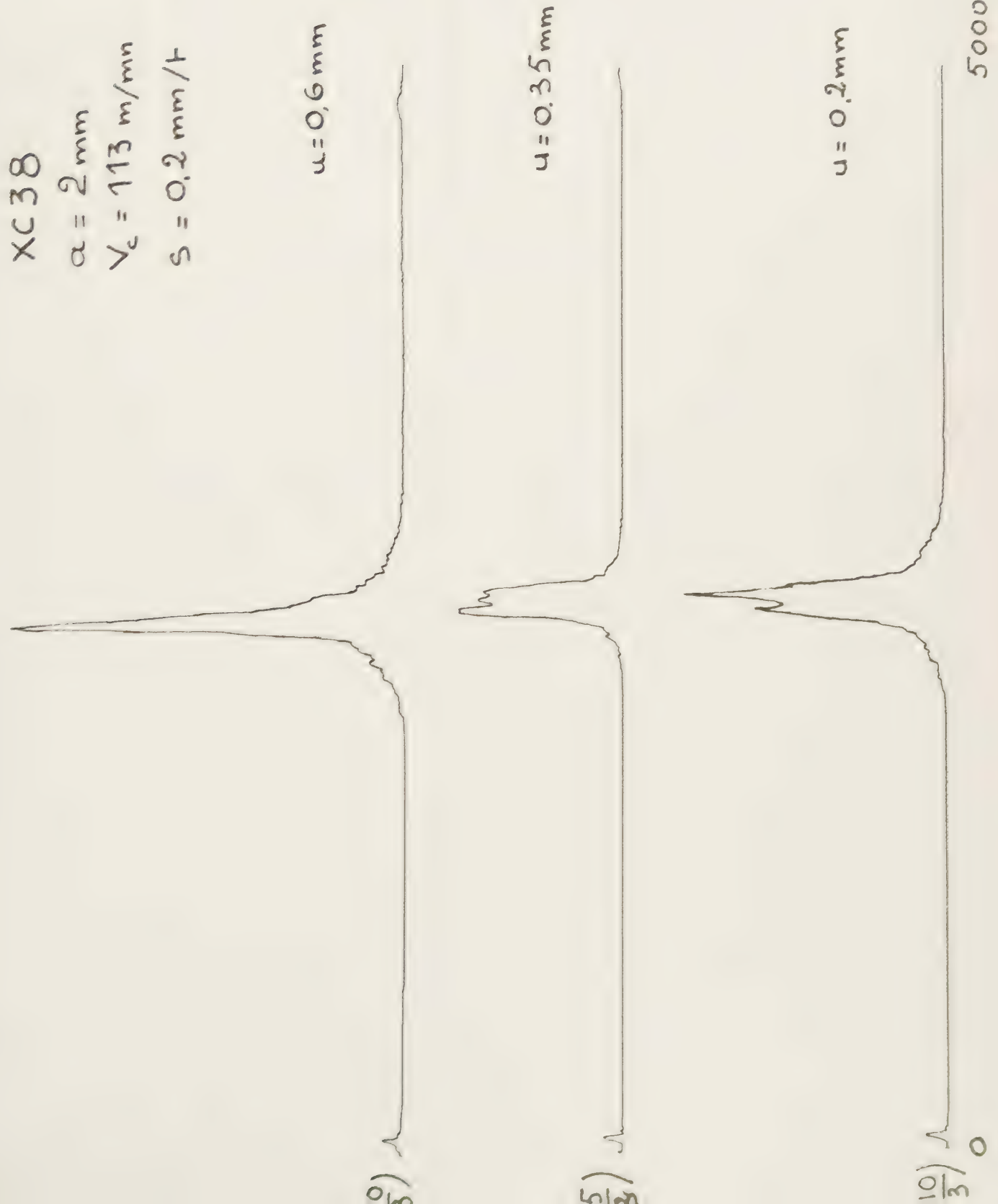
$S = 0.2 \text{ mm/t}$

$u = 0.6 \text{ mm}$

$u = 0.35 \text{ mm}$

$u = 0.2 \text{ mm}$

5000 Hz



Spectres de Puissance

Annexe III 1

XC38

$a = 2 \text{ mm}$

$v_c = 97 \text{ m/min}$

$s = 0,4 \text{ mm/r}$

$u = 0,4 \text{ mm}$

$(\times \frac{1}{2})$

$u = 0,75 \text{ mm}$

5000 Hz

$(\times \frac{1}{2})$

0

$\chi c 38$

$a = 2 \text{ mm}$

$V_c = 114 \text{ m/min}$

$s = 0,4 \text{ mm/t}$

$u = 0$

(x20)



$u = 0,8 \text{ mm}$

(x5)



0

5000 Hz

XC 38

$a = 2 \text{ mm}$

$u = 0.75 \text{ mm}$

$V_c = 12.1 \text{ m/min}$

$S = 0.6 \text{ mm/t}$

(x02)



$V_c = 11.4 \text{ m/min}$

$S = 0.4 \text{ mm/t}$

(x04)



0

III

5000 Hz

$$a = 2 \text{ mm}$$

$$V_c = 152 \text{ m/min}$$

$$S = 0.4 \text{ mm/r}$$

$$u = 0$$

(x 8)

$$V_c = 127 \text{ m/min}$$

$$S = 0.5 \text{ mm/r}$$

$$u = 0.75 \text{ mm}$$

(x 1)

NOM DE L'ETUDIANT : MARTIN Patrick

Nature de la thèse : DOCTEUR INGENIEUR

Vu , Approuvé

et permis d'imprimer

Nancy, le **15 MARS 1973**

Le Président du Conseil de l'Université de
Nancy I

J. R. HELLUY

